



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA MÁQUINA DE
ENSAIO DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA**

**Autor: José Carlos de Souza Teles
Orientador: Prof. Alessandro Borges de Sousa
Oliveira, Dr.**

**Brasília, DF
2015**



JOSÉ CARLOS DE SOUZA TELES

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA POR
FLEXÃO ROTATIVA**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Alessandro Borges de Sousa Oliveira, Dr. Eng. Mec.

**Brasília, DF
2015**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação

Teles, José Carlos de Souza.

Projeto e Construção de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa / José Carlos de Souza Teles.
Brasília: UnB, 2015. 125 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2015. Orientação: Alessandro
Borges de Sousa Oliveira, Dr. Eng. Mec.

1. Fadiga. 2. Ensaaios. 3. Máquina
I Oliveira, Alessandro Borges de Sousa. II. Dr. Eng. Mec.

CDU Classificação



PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE FADIGA POR FLEXÃO ROTATIVA

José Carlos de Souza Teles

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 02/12/2015 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr. Alessandro Borges de Sousa Oliveira, UnB/ FGA
Orientador

Prof. Dra. Rita de Cássia Silva, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr. Edison Gustavo Cueva Galárraga, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2015

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Deus por todas as oportunidades concedidas em minha vida e por me capacitar para aproveitá-las. Agradeço também aos meus pais que, com muito esforço e dedicação, me criaram e me instruíram para que eu me tornasse a pessoa e profissional que sou. Aos membros da minha família por compreenderem a minha ausência durante os estudos. À todos os meus professores, desde o Ensino Fundamental até a Graduação, por todos os ensinamentos transmitidos, em especial à Professora Carla Anflor pela orientação na primeira fase deste trabalho, ao Professor Lucival Malcher pela orientação em uma fase intermediária, e ao professor Alessandro Oliveira, pela orientação na fase final do trabalho. Ao doutorando em Engenharia Mecânica Maurício González pelas fotografias obtidas em microscópio mostradas neste trabalho. Aos técnicos do laboratório de usinagem da Faculdade UnB Gama pela ajuda prestada na fase de fabricação da máquina de ensaios. E por fim, gostaria de agradecer à todos os meus colegas de faculdade, que de alguma forma contribuíram em minha formação.

RESUMO

As falhas por fadiga ocorrem em componentes mecânicos solicitados dinamicamente. Grande parte das fraturas dos materiais metálicos ocorrem devido a carregamentos de fadiga. Sendo assim, o estudo da fadiga dos materiais é muito importante. Uma forma de estudar tais falhas, consiste na realização de ensaios mecânicos. Um tipo de ensaio de fadiga largamente utilizado é o ensaio de fadiga por flexão rotativa. Nesse sentido, o presente trabalho apresenta o resultado de pesquisas bibliográficas a respeito das falhas por fadiga, bem como uma motivação para o estudo dessas falhas. Apresenta também um breve histórico das máquinas de ensaio utilizadas na análise das falhas por fadiga, com ênfase nas primeiras máquinas relatadas pela literatura estudada. Os tipos de ensaio comumente utilizados e aplicações desses ensaios em problemas de engenharia são mostrados no decorrer do trabalho. O trabalho apresenta ainda o resultado do projeto e fabricação de um dispositivo de ensaio de fadiga por flexão rotativa. Uma explicação de cada sistema da máquina é mostrado, bem como o dimensionamento dos principais componentes. Ao final do trabalho, são apresentados os resultados de cinco ensaios de fadiga realizados na máquina fabricada.

Palavras-chave: Fadiga. Ensaios. Máquina.

ABSTRACT

Fatigue failures occur in mechanical components due to dynamic loadings. Most of the metallic fractures occur because fatigue loadings. Therefore, the study of the fatigue of materials is very important. One way to investigate such failures is the performing of mechanical testing. One type of testing widely used in fatigue analysis is the rotating beam fatigue test. In this sense, this paper presents the results of researches about fatigue failures, and a motivation for studying those failures. It also presents a brief history of the testing machines used in fatigue analysis, with focus in the earliest machines showed by the studied bibliography. The tests commonly used in fatigue investigations and their applications are showed in this paper. This paper also presents the results of the design and fabrication of a rotating beam machine for fatigue testing. An explanation of each system of the machine is showed, as well as the design of the main components. At the end of the paper, the results of five fatigue tests performed on the created machine are presented.

Keywords: Fatigue failure. Testing. Machine.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ilustração do estágio de propagação da trinca (Callister 2002).....	20
Figura 2 - Eixo fraturado por fadiga (Norton, 2004)	21
Figura 3 – Diagrama S-N para um corpo de prova solicitado por fadiga axial (Shigley et al., 2005)	22
Figura 4 – Ciclos de histerese da tensão verdadeira – deformação verdadeira (Shigley et al., 2005)	23
Figura 5 – Diagrama mostrando a relação entre o número de ciclos e a amplitude da deformação (Shigley et al., 2005).....	25
Figura 6 - Tipos de carregamentos variáveis (Shigley et al., 2005).	28
Figura 7 - Fator de concentração de tensão estático para o caso de um eixo redondo com adelgaçamento do ressalto em flexão (Pilkey, 2008).....	33
Figura 8 - Fator de concentração de tensão estático para o assento da chaveta de um eixo submetido a flexão (Pilkey, 2008)	34
Figura 9 – Curva S-N obtida pela Regra de Miner para um material submetido à um excesso de tensão durante um número finito de ciclos. (Shigley, 1984)	36
Figura 10 – Diagrama log S – log N considerando dano cumulativo pela regra de Manson (Shigley, 1984).	36
Figura 11 – Desenho da máquina criada por Wilhelm Albert para o ensaio de correntes usadas na mineração (Vervoort: Disponível em: < http://www.atzonline.com/index.php;do=show/site=a4e/sid=1425465979519ba4c35594b234687016/alloc=38/id=61/special=Special+Simulation >. Acesso em: 21 de maio de 2013.)	40
Figura 12 – Detalhes da máquina de Fairbairn. (Fairbairn, 1864).....	41
Figura 13 – Desenho da máquina de August Wöhler (Ohnami, 1992).....	42
Figura 14 – Máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa criada por Sondericker (Moore e Kommers, 1927).	43
Figura 15 – Máquina de ensaio de fadiga axial por inércia (Moore e Kommers, 1927).	43
Figura 16 – Máquina de ensaio de fadiga axial do tipo força centrífuga (Moore e Kommers, 1927).	44
Figura 17 – Máquina de ensaio de fadiga axial por corrente alternada (Moore e Kommers, 1927).	45
Figura 18 – Desenho da máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa de McAdam (Moore e Kommers, 1927).....	46
Figura 19 – Máquina de ensaio de fadiga por flexão e por torção (Moore e Kommers, 1927).	47
Figura 20 – Desenho da máquina de R. R. Moore (Moore e Kommers, 1927).	47
Figura 21 – Máquina de ensaio de fadiga axial do tipo mola (Moore e Kommers, 1927).	48
Figura 22 – Máquina de ensaio de fadiga por flexão alternada de corpos de prova planos (Moore e Kommers, 1927).	49
Figura 23 - Desenho de uma máquina de ensaio de fadiga por torção (Moore e Kommers, 1927).	50
Figura 24 - Fração de S_{ur} representada por S_f em 10^3 ciclos (Budynas, 2011).....	54
Figura 25 - Diagrama S - N teórico para os aços SAE 1020 e SAE 1045	55
Figura 26 - Carregamento concentrado necessário para o início de Fadiga de Alto Ciclo em função das possíveis dimensões do Corpo de Prova (Aço SAE 1020).	57
Figura 27 - Carregamento concentrado necessário para o início de Fadiga de Alto Ciclo em função das possíveis dimensões do Corpo de Prova (Aço SAE 1045).	57

Figura 28 - Valor do carregamento concentrado necessário para a falha em 10^3 ciclos para cada dimensão do Corpo de Prova estudada.	58
Figura 29 - Deflexão do Corpo de Prova em Função do Carregamento Concentrado - a) Aço SAE 1020 e b) Aço SAE 1025 (Considerando as dimensões mostradas no gráfico).....	59
Figura 30 - Velocidade angular do Corpo de Prova em função do tempo necessário para a obtenção de $N = 10^6$ ciclos	60
Figura 31 - Duração do ensaio em função do carregamento concentrado (Considerando as dimensões e velocidade angular mostradas no gráfico).....	61
Figura 32 – Detalhes do sistema de transmissão	62
Figura 33 - Modelo CAD da máquina	63
Figura 34 – Detalhes da fixação do CP.....	64
Figura 35 – Detalhes do sistema de aplicação do carregamento concentrado	65
Figura 36 – Detalhes do dispositivo de segurança.....	66
Figura 37 – Desenho da mesa da máquina	67
Figura 38 – Elementos do tensionador de correia	67
Figura 39 - Alguns elementos do sistema de medição do número de ciclos.....	68
Figura 40 - Forças atuantes em uma correia em V (Shigley et al., 2005).....	71
Figura 41 - Pontos de interesse para o projeto do eixo	74
Figura 42 - Forças atuantes no eixo - Plano yz.....	75
Figura 43 - Forças atuantes no eixo - Plano yx	75
Figura 44 - Reações de apoio e esforços internos nos pontos estudados. $R1$ é a reação no ponto C e $R2$ é a reação no ponto G	76
Figura 45 - Diagramas de esforços internos do eixo - Plano yz.....	77
Figura 46 - Diagramas de esforços internos do eixo - Plano yx.....	77
Figura 47 - Gráfico do esforço cortante resultante	78
Figura 48 - Gráfico do momento fletor resultante	78
Figura 49 - Análise do fator de segurança do eixo por meio de simulação no <i>software</i> Ansys	82
Figura 50 - Análise da vida do eixo por meio de simulação no <i>software</i> Ansys	83
Figura 51 - Dez primeiras frequências naturais do eixo obtidas por meio da análise modal do eixo feita no <i>software</i> Ansys	83
Figura 52 - Grau de desalinhamento permitido para o eixo (Fonte: Mancais autoalinháveis SNR, disponível em: http://www.romaco.com.br/wp-content/uploads/2011/03/SNR-Mancais-Auto-Alinhaveis.pdf)	84
Figura 53 - Dez primeiras frequências naturais da mesa obtidas por meio da análise modal feita no <i>software</i> Ansys.....	85
Figura 54 - Primeiro modo de vibração não nulo da mesa.....	85
Figura 55 - Processo de fresamento do rasgo de chaveta do eixo	86
Figura 56 - Verificação do raio de adelgaçamento do eixo.....	87
Figura 57 - Exemplos de peças fabricadas ou trabalhadas no laboratório da faculdade.....	87
Figura 58 - Cantoneiras de sustentação dos mancais e do motor	88
Figura 59 - Máquina de ensaio de fadiga obtida ao final do trabalho.....	89
Figura 60 - Vista Superior.....	90
Figura 61 - Sensor de medição do número de ciclos	90
Figura 62 - Sistema de medição do número de ciclos (N)	91
Figura 63 - Interruptor usado para parar a contagem do número de ciclos após a fratura do CP	91
Figura 64 - Corpo de prova sem entalhes após fratura	92
Figura 65 - Corpo de prova com variação no diâmetro sem raio de adelgaçamento após fratura	92

Figura 66 - Tipos de Corpos de Prova usados nos ensaios	93
Figura 67 - Superfície de fratura de fadiga para componentes com diferentes tipos de concentração de tensão (Shigley et al., 2005)	95
Figura 68 - Fotografia tirada em microscópio, CP 1 , zoom 10x	96
Figura 69 - Fotografia tirada em microscópio, CP 1 , zoom 20x	96
Figura 70- Fotografia tirada em microscópio, CP 1 , zoom 30x	97
Figura 71- Fotografia tirada em microscópio, CP 2 , zoom 12x	97
Figura 72 - Fotografia tirada em microscópio, CP 2 , zoom 25x	98
Figura 73- Fotografia tirada em microscópio, CP 2 , zoom 2000x	99
Figura 74- Fotografia tirada em microscópio, CP 3 , zoom 12x	99
Figura 75- Fotografia tirada em microscópio, CP 3 , zoom 20x	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Cronologia dos principais acontecimentos na pesquisa sobre falhas por fadiga (Norton, 2004)	17
Tabela 2 - Parâmetros para o fator de modificação superficial (Shigley et al. 2005).....	30
Tabela 3 - Fatores de confiabilidade correspondentes a 8% de desvio padrão de resistência (Shigley et al. 2005)	31
Tabela 4 – Tabela resumo das máquinas apresentadas	51
Tabela 5 - Valores utilizados na obtenção dos diagramas S-N	54
Tabela 6 - Características do motor elétrico utilizado na máquina de ensaios.....	68
Tabela 7 - Propriedades mecânicas do material utilizado na fabricação do eixo	74
Tabela 8 - Fator de segurança para cada ponto de interesse do eixo	80
Tabela 9 - Informações a respeito dos ensaios	94

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Razão de amplitude	
C	Comprimento	[m]
D	Dano cumulativo	
F	Força	[N]
f	Frequência	[Hz]
H	Altura	[m]
k_a	Fator modificador de condição de superfície;	
k_b	Fator modificador de tamanho;	
k_c	Fator modificador de carga;	
k_d	Fator modificador de temperatura;	
k_e	Fator de confiabilidade;	
k_f	Fator de modificação por efeitos variados.	
K_F	Fator de concentração de tensão em fadiga.	
K_T	Fator de concentração de tensão estático.	
L	Largura	[m]
N	Número de ciclos	
$N_{i,f}$	Número de ciclos necessários para a falha sob o carregamento i .	
n_i	Número de ciclos aplicados sob o carregamento i	
q	Sensibilidade ao entalhe	
R	Razão de tensão	
S	Resistência	
S_e	Limite de resistência à fadiga	[Pa]
S_e'	Limite de resistência à fadiga para um corpo de prova submetido a flexão rotativa	[Pa]
S_f	Resistência à fadiga	[Pa]
S_f'	Resistência à fadiga não corrigida	[Pa]

Símbolos Gregos

ε	Deformação	
σ	Tensão	[Pa]
σ_r	Variação da tensão	[Pa]
ω	Velocidade angular	[RPM]

Subscritos

0	nominal
m	média
a	alternada
max	máxima
min	mínima

Siglas

ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
------	---

CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CP	Corpo de Prova
FAC	Fadiga de Alto Ciclo
FBC	Fadiga de Baixo Ciclo
MEV	Microscopia Eletrônica de Varredura
MFLE	Mecânica da Fratura Linear Elástica
RPM	Rotações por Minuto
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	4
RESUMO	5
ABSTRACT	6
SUMÁRIO	13
1. INTRODUÇÃO	15
1.1. MOTIVAÇÃO PARA O ESTUDO DE FADIGA	15
1.2. OBJETIVOS	18
1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO	18
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1. FALHAS POR FADIGA	19
2.1.1. Mecanismo da ruptura de componentes solicitados dinamicamente	19
2.1.2. Modelos de falha por fadiga	21
2.1.3. Estimativas para o limite de resistência à fadiga	25
2.1.4. Tipos de carregamentos de fadiga	27
2.1.5. Fatores que influenciam o limite de resistência à fadiga	29
2.1.6. Concentração de tensão	31
2.1.7. Fadiga acumulativa	34
2.2. TIPOS DE ENSAIOS DE FADIGA	37
2.2.1. Ensaio de fadiga por força normal	37
2.2.2. Ensaio de fadiga por flexão rotativa	37
2.2.3. Ensaio de flexão em vigas engastadas	38
2.2.4. Ensaio de fadiga sob torção	38
2.3. APLICAÇÃO DOS ENSAIOS A PROBLEMAS DE FADIGA	38
2.4. HISTÓRICO DAS MÁQUINAS DE ENSAIOS DE FADIGA	40
3. PROJETO E FABRICAÇÃO DE UM EQUIPAMENTO PARA FADIGA SOB FLEXÃO ROTATIVA	52
3.1. ESPECIFICAÇÕES DO PROJETO	52
3.1.1 Caracterização do ensaio	52
3.1.2 Corpo de prova	55
3.1.3 Velocidade do ensaio	59
3.1.4 Carregamento transversal	61
3.2 - APRESENTAÇÃO DA MÁQUINA	61
3.2.1 Fornecimento de rotação	62
3.2.2 Transmissão	62
3.2.3 Fixação do corpo de prova	63
3.2.4 Aplicação do carregamento concentrado	64
3.2.5 Apoio/Dispositivo de segurança	65
3.2.6 Mesa	66
3.2.7 Tensionamento da Correia	66
3.2.8. Sistema de medição do número de ciclos	66
3.3.DIMENSIONAMENTO DOS PRINCIPAIS COMPONENTES	68
3.3.1 Motor Elétrico	68
3.3.2 Transmissão por correia	69
3.3.3 Projeto do Eixo	73
4.3.4 Mancais e rolamentos do eixo	83
4.3.5 Mesa	84
3.4 FABRICAÇÃO	86
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	89
4.1 DISPOSITIVO DE ENSAIO DE FADIGA	89
4.2 ENSAIOS DE VALIDAÇÃO DA MÁQUINA	93
4.2.1 Ensaio 1	95

4.2.2 Ensaio 2.....	97
4.2.3 Ensaio 3.....	99
5. CONCLUSÃO	101
6. TRABALHOS FUTUROS	102
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103
ANEXOS	105

1. INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta uma motivação para o estudo de fadiga, mostrando os primeiros problemas provenientes de falhas devidas a este tipo de solicitação. Além disso, ao final do capítulo são descritos os objetivos e a estrutura do documento.

1.1. MOTIVAÇÃO PARA O ESTUDO DE FADIGA

O estudo das falhas por fadiga é de fundamental importância nos dias atuais. Segundo Callister (2002), a fadiga é a maior causa individual de falha em metais, sendo que esse tipo de falha corresponde à cerca de 90% dos casos. De acordo com o referido autor, materiais poliméricos e cerâmicos, com exceção do vidro, também estão sujeitos a falhas por fadiga. Segundo o relatório do Departamento de Comércio Norte Americano publicado na década de 80 (*apud* Malcher, 2006), cerca de 4% do PIB dos Estados Unidos são gastos em custos gerados por falhas ou rupturas em componentes de máquinas e estruturas mecânicas.

A história da fadiga começa em 1837 com um funcionário de minas denominado Wilhelm Albert, que verificou a falha de correntes transportadoras utilizadas pela mineração. Os trabalhos de tal pesquisador foram publicados na cidade alemã de Clausthal, e apresentam os resultados do primeiro ensaio de fadiga conhecido (Schütz, 1996).

O termo “fadiga” foi utilizado pela primeira vez no ano de 1839 pelo pesquisador Poncelet. Essa palavra foi usada, pois se acreditava que o material de alguma maneira apresentou cansaço e fragilizou-se devido à aplicação de cargas cíclicas. Um pesquisador da época (denominado Rankine), ao analisar o problema dos eixos de vagões ferroviários, sugeriu em um artigo publicado em 1843, que os eixos haviam “cristalizado” e fragilizado devido às cargas flutuantes (Norton, 2004).

As falhas por fadiga representaram um problema importante no início do século XIX, quando eixos de vagões ferroviários falharam com um curto período de vida. Verificou-se que os eixos, apesar de serem fabricados de material dúctil, apresentavam fratura de aparência frágil e repentina. Tais eixos haviam sido projetados com toda a perícia possível, usando os conhecimentos de engenharia disponíveis naquela época. Esses conhecimentos se baseavam apenas em carregamentos estáticos. Os carregamentos dinâmicos eram novidades introduzidas

pelo advento da máquina a vapor (Norton, 2004). O problema das falhas inesperadas dos eixos de vagões ferroviários constitui o marco inicial para o estudo das falhas por carregamentos cíclicos.

Com o objetivo de analisar as falhas inesperadas dos eixos ferroviários, o engenheiro alemão August Wöhler realizou ensaios de carregamento alternado até tais eixos falharem. As pesquisas de Wöhler duraram cerca de 12 anos e os resultados foram publicadas em 1870. Em seus ensaios, o referido pesquisador descobriu que a falha dos eixos testados se deve à quantidade de ciclos de tensão variantes no tempo. Outra importante contribuição de August Wöhler foi a descoberta da existência de uma tensão limite de resistência à fadiga para aços, ou seja, uma tensão em que o eixo resiste a milhões de ciclos de tensão alternada. As pesquisas de Wöhler conduziram ao Diagrama $S - N$, também conhecido como Curva de Wöhler, uma ferramenta gráfica utilizada até os dias atuais para a caracterização dos materiais submetidos a carregamentos alternados, a qual será apresentada mais adiante neste trabalho. Em suas pesquisas, Wöhler verificou através de ensaios de tração das duas metades dos eixos fraturados, que essas metades apresentavam a mesma resistência e ductilidade da peça original (Norton, 2004).

Após os estudos mencionados, várias outras pesquisas foram conduzidas sobre a falha por fadiga. A Tabela 1 mostra de forma cronológica importantes resultados obtidos dessas investigações.

Observando o breve histórico apresentado, nota-se que os ensaios mecânicos foram de suma importância no estudo das falhas por fadiga. Um importante ensaio de fadiga largamente utilizado trata-se do ensaio de flexão rotativa. Através dele podem ser determinados o limite de resistência à fadiga e o número de ciclos de tensão que o material resiste antes de falhar. Shigley et al. (2005) afirma que a máquina utilizada nesse tipo de ensaio é o dispositivo mais amplamente usado em ensaios de fadiga.

Tabela 1 – Cronologia dos principais acontecimentos na pesquisa sobre falhas por fadiga (Norton, 2004)

Ano	Pesquisador	Evento ou realização
1829	Albert	Primeiro a documentar uma falha devido a cargas repetidas.
1839	Poncelet	Primeiro a utilizar o termo fadiga.
1837	Rankine	Discutiu a teoria da cristalização da fadiga.
1849	Stephenson	Discutiu a responsabilidade do produto associada às falhas por fadiga em eixos ferroviários.
1850	Braithwaite	Primeiro a utilizar o termo fadiga em publicação de língua inglesa e também discutiu a teoria da cristalização da fadiga.
1864	Fairbairn	Relatou os primeiros experimentos com cargas repetidas.
1871	Wöhler	Publicou os resultados de 20 anos de pesquisa sobre falhas de eixos, desenvolveu os ensaios de flexão rotativa e o diagrama <i>S-N</i> e definiu o limite de fadiga.
1871	Baschinger	Desenvolveu um extensômetro com espelho com uma sensibilidade igual a 10^{-6} e estudou a tensão – deformação inelástica.
1886	Baschinger	Propôs um “limite elástico natural” cíclico abaixo do qual nunca iria ocorrer fadiga.
1903	Ewing Humfrey	/ Descobriram linhas de deslizamento, trincas de fadiga e o crescimento da trinca até a falha, mostrando os erros da teoria da cristalização da fadiga.
1910	Bairstow	Verificou a teoria do limite elástico natural de Bauschinger e o limite de fadiga de Wöhler.
1910	Basquim	Desenvolveu a lei exponencial para testes de fadiga (a equação de Basquim)
1915	Smith Wedgewood	/ Separaram a componente cíclica da deformação plástica da deformação plástica total.
1921	Griffith	Desenvolveu um critério de falha e relacionou a fadiga ao crescimento da trinca.
1927	Moore Kommers	/ Quantificaram os dados de fadiga de alto ciclo para diversos materiais em “A Fadiga dos Metais”.
1930	Goodman Sod	/ Determinaram, de forma independente, a influência das tensões médias na fadiga.
1937	Neuber	Publicou a equação de Neuber sobre concentração de tensão em entalhes (tradução inglesa em 1946)
1953	Peterson	Publicou “Fatores da Concentração de Tensão para Projeto”, fornecendo uma abordagem para considerar os entalhes
1955	Coffin Manson	/ Publicaram, de forma independente, a lei da fadiga de baixo-ciclo baseada na deformação específica (lei de Coffin-Manson)
1961	Paris	Publicou a lei da mecânica da fratura de Paris para o crescimento de trincas na fadiga.

1.2. OBJETIVOS

O principal objetivo do trabalho consiste no projeto e fabricação de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa. Objetiva-se também, a validação de tal máquina através de ensaios de fadiga e análise dos corpos de prova fraturados nos ensaios.

1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho é dividido em cinco capítulos, sendo que o primeiro refere-se a uma introdução em que é apresentado um breve histórico das falhas por fadiga e mostra-se a necessidade de estudar tais falhas. No Capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica com o intuito de apresentar os resultados de pesquisas pertinentes a este assunto. Tal capítulo tem como objetivo contribuir no desenvolvimento deste trabalho e é dividido em quatro seções, sendo que a primeira mostra uma revisão a respeito da teoria da fadiga. A segunda seção mostra os principais tipos de ensaios de fadiga e as máquinas usadas em cada tipo de ensaio e a terceira seção descreve algumas aplicações de ensaios de fadiga em problemas de engenharia. Por último, a seção 2.4 apresenta um breve histórico das máquinas utilizadas em ensaios de fadiga. O capítulo 3 descreve a metodologia adotada no projeto e fabricação de uma máquina de fadiga por flexão rotativa. Nesse capítulo são mostrados os requisitos do projeto, bem como os procedimentos de projeto e execução. O capítulo 4 apresenta os resultados obtidos ao final do projeto. Basicamente, o capítulo 4 mostra a máquina de ensaio de fadiga fabricada e apresenta os resultados de cinco ensaios. O último capítulo trata-se do capítulo de conclusão do trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta estudos a respeito da teoria da fadiga. É apresentado também um breve histórico das máquinas de ensaio de fadiga, tipos de ensaio, máquinas utilizadas e aplicações de ensaios de fadiga a problemas de engenharia.

2.1. FALHAS POR FADIGA

A fadiga é um tipo de falha de natureza frágil que ocorre em estruturas que estão submetidas a carregamentos dinâmicos e oscilantes. Para essas condições de carregamento observa-se que o material falha em uma tensão inferior ao limite de resistência à tração ou ao limite de resistência ao escoamento para uma carga estática (Callister, 2002).

A literatura estudada classifica os regimes de fadiga com base no número de ciclos de tensão ou deformação ao qual se espera que o material resista. Shigley et al. (2005) e Norton (2004) definem um regime de fadiga de baixo ciclo (FBC) para $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos e um regime de fadiga de alto ciclo (FAC) para $N > 10^3$ ciclos.

2.1.1. Mecanismo da ruptura de componentes solicitados dinamicamente

O mecanismo de ruptura de um elemento solicitado por carregamentos variáveis é dividido em três estágios: início e propagação da trinca (que ocupam boa parte da vida do componente) e ruptura repentina do material devido ao crescimento instável da trinca. Para a previsão do número de ciclos de tensão necessários para o início de trincas podem ser usados os modelos da tensão-número de ciclos (S-N) ou deformação-número de ciclos (ϵ -N), os quais serão apresentados na próxima seção deste trabalho. O número de ciclos necessários para o estágio de propagação de trincas e ruptura do componente pode ser estimado usando a teoria da mecânica da fratura (Malcher, 2006).

O termo fadiga é utilizado para caracterizar o processo de iniciação de trincas em um determinado componente solicitado por carregamentos dinâmicos. O processo de início da trinca acontece devido à presença de concentradores de tensão em regiões em que o material é solicitado por carregamentos variáveis com o tempo. Esses concentradores de tensão (entalhes) fazem com que a tensão no ponto considerado se eleve consideravelmente, ocasionando deformações plásticas nessa região. Tal escoamento é causado pelas cargas de tração decorrentes do

carregamento variado. A deformação plástica cria distorções e regiões de intensa deformação nas extremidades do cristal, devido a movimentos cisalhantes. Essas regiões são denominadas bandas de deslizamento. Após muitos ciclos, o agrupamento das bandas de deslizamento causa o surgimento de microtrincas no material. Para o caso de corpos de prova, ou outros elementos que não apresentam entalhes, o processo de início de trincas também ocorrerá desde que a tensão de escoamento do material seja excedida em algum ponto da peça. Nesse caso, vazios ou inclusões servem como intensificadores de tensão (Norton, 2004).

O segundo estágio da ruptura é a propagação das trincas. A propagação é causada pelas tensões de tração na trinca. A trinca mais pontiaguda cria concentração de tensão maior que a concentração do entalhe. Quando tracionada, a trinca se deforma plasticamente e se alonga. Quando a tensão de tração é retirada ou é introduzida uma tensão de compressão, o escoamento cessa e a trinca se torna novamente pontiaguda e com comprimento maior. Esse processo se repete para cada ciclo, fazendo com que a trinca se alongue em uma direção normal à direção de máxima tensão de tração. Em ambientes corrosivos, esse processo de propagação é acelerado e diz-se que a peça sofre fadiga de corrosão (Norton, 2004).

A Figura 1 mostra uma ilustração do estágio de propagação de trincas, para cada condição de carregamento: (a) carga compressiva zero ou máxima, (b) carga de tração pequena, (c) carga de tração máxima, (d) carga compressiva pequena, (e) carga compressiva zero ou máxima, (f) carga de tração pequena.

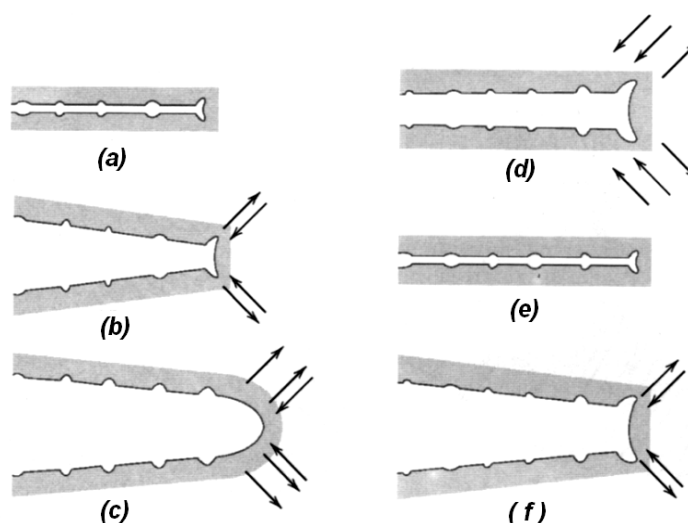


Figura 1 - Ilustração do estágio de propagação da trinca (Callister 2002)

O terceiro e último estágio da ruptura é a fratura. Nessa etapa, o material se rompe devido ao crescimento das trincas ocorrido no estágio anterior. A fratura ocorre quando o comprimento da trinca é muito grande ou a tensão é muito alta. A falha do material ocorre de forma repentina e catastrófica. A Figura 2 apresenta a superfície de fratura de um eixo. Nessa figura, são destacados os pontos de início da falha e ruptura final. As linhas observadas são chamadas marcas de praia, e são formadas devido ao processo de início e parada de crescimento das trincas.

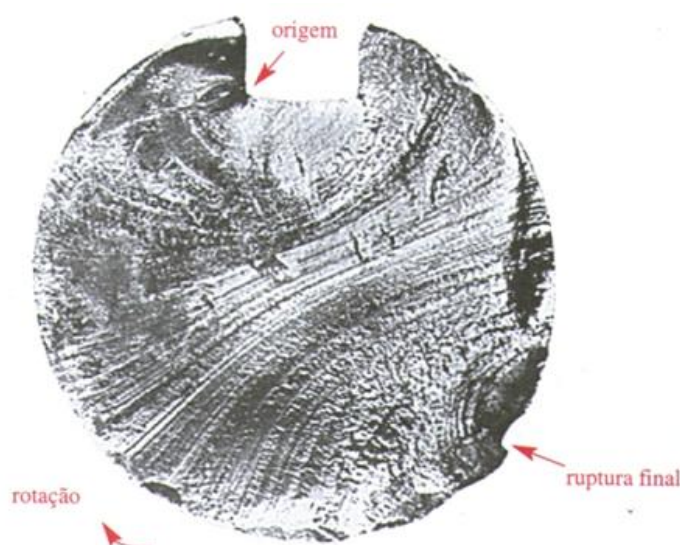


Figura 2 - Eixo fraturado por fadiga (Norton, 2004)

2.1.2. Modelos de falha por fadiga

Shigley et al. (2005) e Norton (2004) apresentam três modelos para o estudo de ruptura de componentes sujeitos a carregamentos cíclicos: o modelo tensão-número de ciclos ($S-N$), o modelo deformação-número de ciclos ($\epsilon-N$) para a previsão do início de trincas e o modelo da mecânica da fratura linear elástica (MFLE) para a previsão do número de ciclos necessários para a propagação das trincas e ruptura do material. Em seguida é feita uma breve descrição de cada modelo.

O modelo tensão-número de ciclos é o modelo mais antigo e mais usado no estudo de fadiga de alto ciclo. Segundo Martins (2008), esse modelo surgiu a partir dos trabalhos do pesquisador alemão Wöhler, que conforme descrito anteriormente, analisou a fadiga de eixos de máquinas ferroviárias por volta da década de 1860.

No modelo tensão-número de ciclos, o número de ciclos necessários para o início de uma trinca é determinado em função da máxima tensão atuante nesse

material. Para a determinação desses parâmetros, diversos corpos de prova são ensaiados. No primeiro ensaio, um corpo de prova (CP) é submetido a uma tensão alternada de intensidade um pouco inferior à resistência última do material. O ensaio é conduzido até o material fraturar. No segundo ensaio um corpo de prova fabricado em mesmo material é ensaiado a uma tensão um pouco menor que a tensão imposta ao primeiro CP. Diversos ensaios são executados e os resultados são usados para construir o diagrama de Wöhler, também chamado de diagrama S-N. (Shigley et al., 2005). A Figura 3 mostra um diagrama S-N traçado com informações de ensaios de fadiga axial.

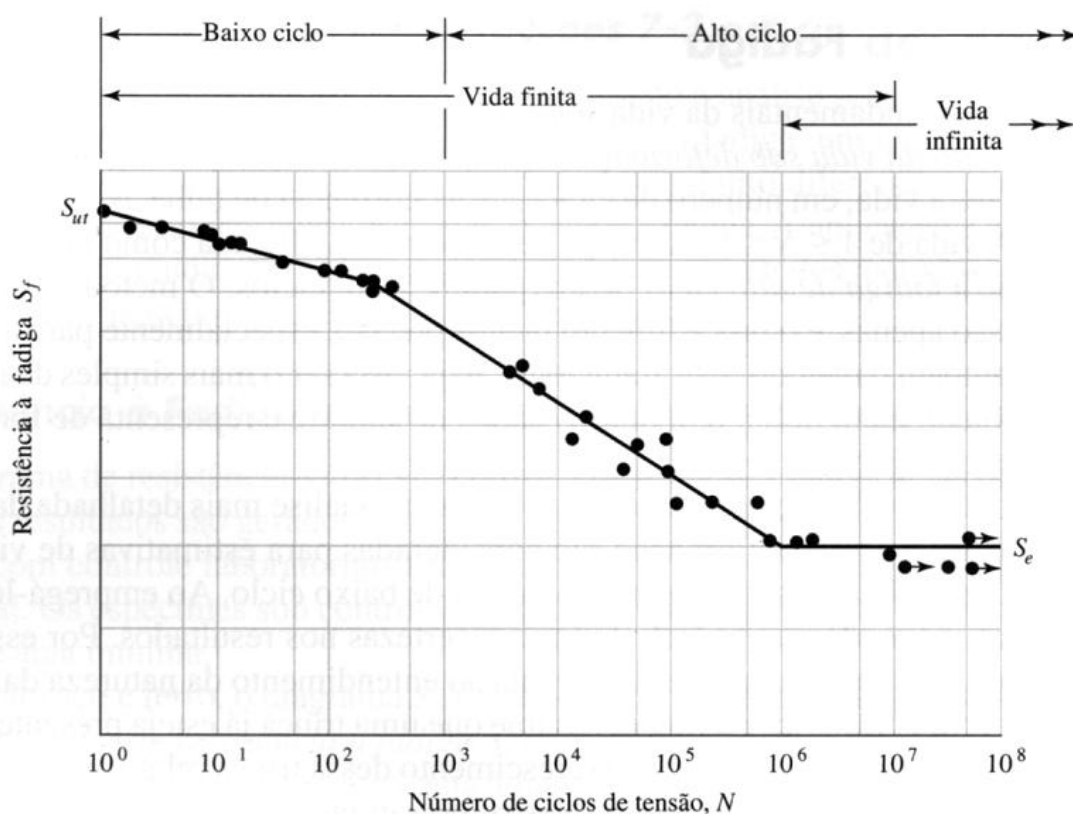


Figura 3 – Diagrama S-N para um corpo de prova solicitado por fadiga axial (Shigley et al., 2005)

O diagrama S-N é muito utilizado no estudo das falhas por fadiga. Conforme pode ser observado na Figura 3, a ordenada do diagrama mostra a resistência à fadiga (S_f), enquanto a abscissa mostra o número ciclos de tensão alternada que o material suporta antes do início de uma trinca (N). A resistência à fadiga trata-se de uma amplitude de tensão em que se iniciará uma trinca para um determinado número de ciclos de tensão. Sendo assim, este valor sempre deve ser acompanhado

do número de ciclos ao qual essa resistência é relacionada. O valor S_e é denominado limite de resistência à fadiga e, trata-se de um valor de tensão abaixo do qual não ocorrerá falha, não importando a quantidade de ciclos. Visualmente, o limite de resistência à fadiga é o valor em que o diagrama S-N se torna horizontal.

Outro modelo de estudar as falhas por fadiga é a abordagem deformação-número de ciclos, também chamado de método da vida sob deformação. De acordo com Shigley et al. (2005), esse é “o melhor procedimento já apresentado para explicar a natureza da falha por fadiga, sendo especialmente eficaz no estudo de fadigas de baixo ciclo”. Norton (2004), afirma que “um modelo baseado na deformação fornece uma visão razoavelmente precisa do estágio de propagação da trinca”.

Na abordagem deformação-número de ciclos, o número de inversões é relacionado com a amplitude da deformação do material. A maioria das pesquisas foi realizada submetendo os corpos de prova a carregamentos axiais, sendo a tensão e a deformação do CP medidas usando transdutores elétricos. A Figura 4 apresenta de forma ampliada, a aparência geral dos primeiros ciclos de deformação. Observa-se que a resistência do material diminui em cada ciclo.

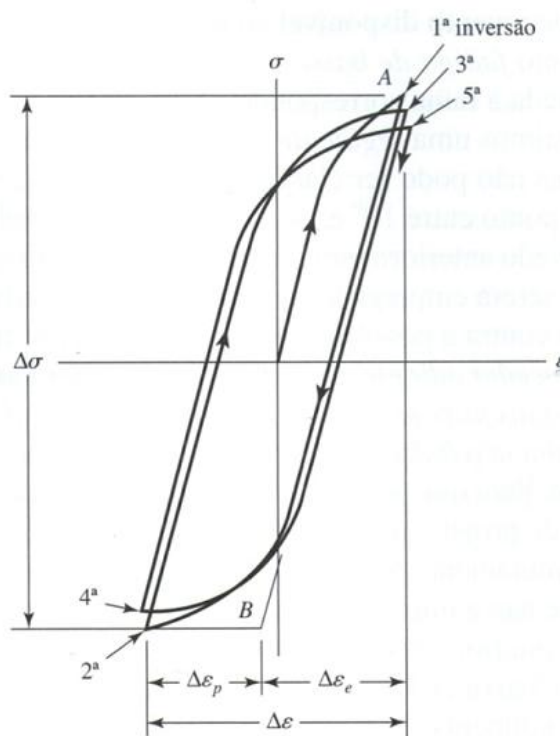


Figura 4 – Ciclos de histerese da tensão verdadeira – deformação verdadeira (Shigley et al., 2005)

A Figura 5 mostra um diagrama que relaciona o número de inversões com a amplitude da deformação. Esse diagrama foi desenvolvido em 1975 para o aço 1020 laminado a quente. Para o entendimento do diagrama apresentado se faz necessário o conhecimento de alguns termos:

- Coeficiente ϵ'_F de ductilidade à fadiga: deformação verdadeira correspondente à fratura em uma inversão (ponto A na Figura 4).
- Coeficiente σ'_F de resistência à fadiga: tensão verdadeira correspondente à fratura em uma inversão (ponto A na Figura 4).
- Expoente c de ductilidade à fadiga: inclinação da linha de deformação plástica na Figura 5.
- Expoente b de resistência à fadiga: inclinação da linha de deformação elástica na Figura 5.

A deformação total é obtida a partir da soma das componentes elástica e plástica, como pode ser observada na Figura 4. Sendo assim, a amplitude da deformação total é dada por:

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\Delta \epsilon_e}{2} + \frac{\Delta \epsilon_p}{2} \quad (1)$$

A equação da linha da deformação plástica (Figura 5) é dada por:

$$\frac{\Delta \epsilon_p}{2} = \epsilon'_F (2N)^c \quad (2)$$

A equação da linha da deformação elástica é:

$$\frac{\Delta \epsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_F}{E} (2N)^b \quad (3)$$

A equação da amplitude total da deformação pode ser obtida a partir das Equações. ((1)) a ((3)):

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma'_F}{E} (2N)^b + \epsilon'_F (2N)^c \quad (4)$$

A Equação ((4)) é conhecida como relação de Manson –Coffin entre a vida de fadiga e a deformação total.

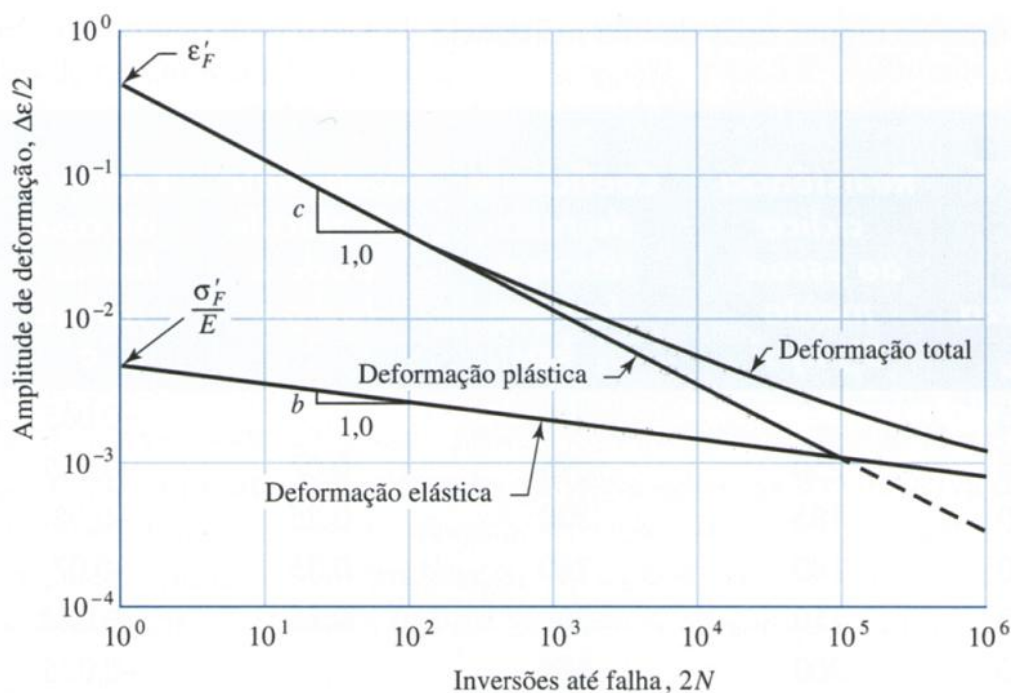


Figura 5 – Diagrama mostrando a relação entre o número de ciclos e a amplitude da deformação (Shigley et al., 2005).

Um terceiro método apresentado pela literatura estudada é a mecânica da fratura linear elástica (MFLE). Conforme descrito na subseção anterior, o mecanismo da fratura se divide em três estágios: início da trinca, propagação da trinca e fratura. Na abordagem da MFLE, considera-se a existência de uma trinca no material. O método é usado para prever o crescimento da trinca em relação ao nível de tensão. Fazendo assim, estima-se a vida da peça. Shigley et al. (2005) apresenta o desenvolvimento matemático dessa abordagem.

2.1.3. Estimativas para o limite de resistência à fadiga

Conforme mencionado anteriormente, a expressão limite de resistência à fadiga refere-se a um valor de tensão abaixo do qual o material não sofre falha por fadiga, não importando o número de ciclos de carregamento à que a peça é submetida. No diagrama $S-N$, o limite de resistência à fadiga é visto como uma inflexão na curva. Essa inflexão não existe para todos os materiais conhecidos (Norton, 2004).

Segundo Norton (2004) os materiais que apresentam inflexão são: muitos aços-liga e de baixo carbono, alguns aços inoxidáveis, ferros, ligas de molibdênio, ligas de titânio e alguns polímeros. Ainda de acordo com Norton (2004), a curva $S-N$ para alguns materiais tais como o alumínio, magnésio, cobre, ligas de níquel, alguns

aços inoxidáveis e aço-liga e de alto carbono continuam seu decaimento com o aumento de N , embora a inclinação possa tornar-se menor além de aproximadamente 10^7 ciclos.

O limite de resistência à fadiga é determinado por meio de ensaios mecânicos. Sempre que disponível, os valores experimentais de limite de resistência à fadiga devem ser utilizados. Em casos de não disponibilidade de valores experimentais, estimativas do limite de resistência de fadiga são feitas. Shigley et al. (2005) apresenta uma relação entre o limite de resistência à fadiga (S_e') e a resistência à tração (S_{ut}) para aços, como descrito pela Eq. (5). O símbolo S_e' refere-se ao limite de resistência à fadiga de um corpo de prova sujeito à flexão rotativa.

$$S_e' = \begin{cases} 0,504 S_{ut} & S_{ut} \leq 512 \text{ Ksi (1460 MPa)} \\ 107 \text{ Ksi} & S_{ut} > 512 \text{ Ksi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases} \quad (5)$$

Ligas de alumínio não apresentam um limite de resistência à fadiga bem definido. De acordo com Norton (2004), a resistência à fadiga não corrigida (S_f') para ligas de alumínio é adotada como sendo a tensão de falha em $N = 5(10^8)$ ciclos. Esse valor de resistência à fadiga é usado quando se deseja projetar um determinado componente para resistir a um número muito grande de ciclos, consistindo em um valor equivalente ao limite de resistência à fadiga. Norton (2004) define estimativas para o limite de resistência à fadiga do ferro (Eq. (6)) e da resistência à fadiga não corrigida (S_f') do alumínio (Eq. (7)) e de ligas de cobre (Eq.(8)). Os valores de resistência à fadiga não corrigidos foram definidos para uma vida de $N = 5(10^8)$ ciclos.

$$S_e' \cong \begin{cases} 0,4 S_{ut} & S_{ut} < 400 \text{ MPa} \\ 160 \text{ MPa} & S_{ut} \geq 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (6)$$

$$S_{f(5E8)}' \cong \begin{cases} 0,4 S_{ut} & S_{ut} < 330 \text{ MPa} \\ 130 \text{ MPa} & S_{ut} \geq 330 \text{ MPa} \end{cases} \quad (7)$$

$$S_{f(5E8)}' \cong \begin{cases} 0,4 S_{ut} & S_{ut} < 280 \text{ MPa} \\ 100 \text{ MPa} & S_{ut} \geq 280 \text{ MPa} \end{cases} \quad (8)$$

2.1.4. Tipos de carregamentos de fadiga

A falha por fadiga pode ser causada por qualquer carregamento que varie com o tempo e cuja amplitude de tensão (definida a seguir pela Eq. (12)) exceda o limite de resistência à fadiga. Para os equipamentos em serviço, tais como automóveis em estradas irregulares e aviões, os melhores resultados são obtidos através de medições realizadas em condições operacionais. Para isso, os equipamentos são aparelhados e as condições de carregamento medidas. Os carregamentos observados em máquinas rotativas são aproximados como ondas senoidais. (Norton, 2004).

Para o estudo de fadiga, define-se duas componentes de força, sendo uma componente estável (F_m), e uma componente alternada (F_a). As expressões matemáticas usadas para o cálculo dessas componentes são mostradas na Eq. (9) e na Eq. (10), respectivamente.

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (9)$$

$$F_a = \left| \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \right| \quad (10)$$

Assim como a força, a tensão também possui duas componentes: componente média (σ_m) e componente alternada (σ_a), as quais são calculadas por meio da Eq. (11) e da Eq. (12) respectivamente. Outras grandezas importantes usadas para o estudo dos carregamentos variáveis é a razão de tensão, calculada pela Eq. (13) e razão de amplitude, calculada pela Eq. (14). A Figura 6 apresenta as variáveis usadas nas Equações (11) a (14).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (11)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \quad (12)$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (13)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (14)$$

Os tipos de sinais de tensão variáveis com o tempo são mostrados na Figura 6. Nessa figura são apresentados os diferentes tipos de carregamento variado comumente observados: (a) tensão flutuante com ondulação de alta frequência, (b e c) tensão flutuante não senoidal, (d) tensão pulsante, (e) tensão repetida e (f) tensão alternada. A grandeza σ_r , mostrada na referida figura, é denominada variação de tensão, e trata-se da diferença entre a tensão máxima e a tensão mínima.

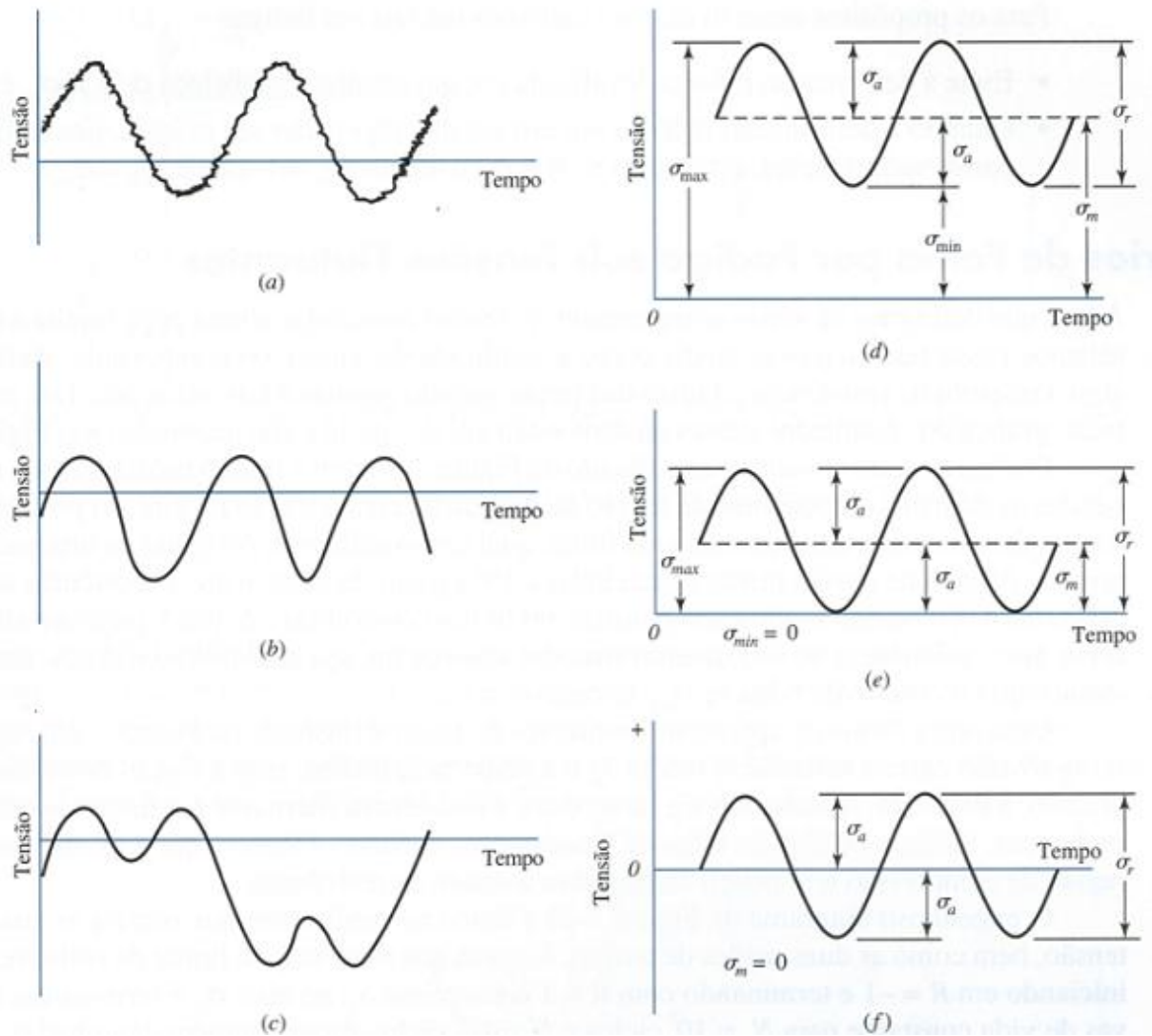


Figura 6 - Tipos de carregamentos variáveis (Shigley et al., 2005).

2.1.5. Fatores que influenciam o limite de resistência à fadiga

As estimativas obtidas por meio das Equações (5) a (8) tratam-se de valores teóricos. Nos casos em que se dispõe de valores experimentais, o limite de resistência à fadiga é obtido para condições laboratoriais de ensaio. Porém, sabe-se que durante sua operação, os componentes mecânicos estão sujeitos a condições diferentes das encontradas em laboratórios. Além do ambiente, outros fatores modificam o limite de resistência à fadiga do material.

Fatores de correção são empregados ao limite de resistência à fadiga com a finalidade de compensar as diferenças entre o ensaio mecânico de fadiga, ou o valor teórico obtido, e a situação real do elemento em estudo. Shigley et al. (2005) apresenta os fatores de correção a serem utilizados, bem como uma expressão para o limite de resistência à fadiga modificado (Eq.(15)). Para peças com entalhes, um fator de concentração de tensão deve ser utilizado.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (15)$$

Na Eq. (15) os fatores modificadores de tensão são:

k_a = fator modificador de condição de superfície;

k_b = fator modificador de tamanho;

k_c = fator modificador de carregamento;

k_d = fator modificador de temperatura;

k_e = fator de confiabilidade;

k_f = fator de modificação por efeitos variados.

A quantificação dos valores numéricos dos fatores de correção é apresentada por Shigley et al. (2005) e também por Norton (2004). Tal quantificação é mostrada em seguida.

- **Fator de modificação de condição de superfície (k_a)**

O fator de modificação de superfície depende da qualidade do acabamento da superfície da peça e da resistência à tração do material. O valor de k_a é obtido por:

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (16)$$

As constantes a e b são obtidas por meio da Tabela 2.

Tabela 2 - Parâmetros para o fator de modificação superficial (Shigley et al. 2005)

Acabamento Superficial	Fator a		Expoente b
	S _{ut} (Kpsi)	S _{ut} (MPa)	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Como forjado	39,9	272	-0,995

- **Fator modificador de tamanho (k_b)**

O fator modificador de tamanho para carregamentos de flexão e torção é calculado por:

$$k_b = \begin{cases} 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (17)$$

Para carregamento axial não há efeito de tamanho, de modo que

$$k_b = 1 \quad (18)$$

- **Fator modificador de carregamento (k_c)**

O fator de carregamento é obtido por:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases} \quad (19)$$

- **Fator modificador de temperatura (k_d)**

Uma estimativa para o valor de k_d é mostrado pela Eq. (20):

$$k_d = 0,975 + 0,432(10^{-3})T_F - 0,115(10^{-5})T_F^2 + 0,104(10^{-8})T_F^3 - 0,595(10^{-12})T_F^4 \quad (20)$$

em que $70 \leq T_F \leq 1000$ °F

- **Fator de confiabilidade (k_e)**

O fator de confiabilidade pode ser obtido a partir da Tabela 3.

Tabela 3 - Fatores de confiabilidade correspondentes a 8% de desvio padrão de resistência (Shigley et al. 2005)

Confiabilidade, %	Fator de confiabilidade k_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

- **Fator de modificação por efeitos variados (k_f)**

O fator de modificação por efeitos diversos é usado para contabilizar a variação do limite de resistência à fadiga ocasionada por variáveis não consideradas nos demais fatores. O uso do fator de modificação k_f se faz necessário, por exemplo, quando a peça em estudo apresenta tensões residuais em sua superfície, o que pode aumentar (tensões residuais de compressão) ou diminuir (tensões residuais de tração) o limite de resistência à fadiga.

2.1.6. Concentração de tensão

Um fator de concentração de tensão deve ser utilizado sempre que a peça apresentar irregularidades ou descontinuidades, devido ao fato de que a tensão teórica é aumentada significativamente nas vizinhanças destas descontinuidades. Sendo assim, a tensão máxima em uma descontinuidade solicitada por cargas cíclicas é descrita por:

$$\sigma_{\max} = K_F \sigma_0 \quad (21)$$

em que K_F é o fator de concentração de tensão em fadiga e σ_0 é a tensão nominal no ponto em estudo.

Para a determinação de K_F se faz necessária a introdução de um importante parâmetro denominado sensibilidade ao entalhe (q). A sensibilidade ao entalhe é calculada por:

$$q = \frac{K_F - 1}{K_T - 1} \quad (22)$$

em que K_T é o fator de concentração de tensão para o caso de carregamento estático. O valor de q assume valores de 0 a 1. Observa-se da Eq.(22) que para $q = 0$ o ponto em estudo não apresenta sensibilidade a entalhe, pois $K_F = 1$, e para $q = 1$ o ponto estudado apresenta sensibilidade total ao entalhe, pois $K_F = K_T$.

O fator de concentração de tensão para carregamento estático (K_T) depende da natureza do carregamento e do tipo de descontinuidade do ponto em estudo. Pilkey (2008) apresenta diversos gráficos e equações para diferentes situações encontradas na engenharia. Apenas dois casos serão mostrados neste trabalho: o caso da flexão de um eixo com descontinuidade do diâmetro (Figura 7) e a concentração de tensão no assento de uma chaveta de um eixo solicitado por flexão (Figura 8).

Para o caso do eixo com descontinuidade no diâmetro submetido a flexão (Figura 7), Pilkey (2008) afirma que melhores resultados foram obtidos por meio de análises de elementos finitos. Neste caso, o autor sugere o uso da seguinte equação para o cálculo de K_T :

$$K_T = 0,632 + 0,377 \left(\frac{D}{d} \right)^{-4,4} + \left(\frac{r}{d} \right)^{-0,5} \sqrt{\frac{-0,14 - 0,363 \left(\frac{D}{d} \right)^2 + 0,503 \left(\frac{D}{d} \right)^4}{1 - 2,39 \left(\frac{D}{d} \right)^2 + 3,368 \left(\frac{D}{d} \right)^4}} \quad (23)$$

em que r é o raio de adelgaçamento, D é o diâmetro maior e d é o diâmetro menor.

Uma expressão para a determinação de K_F pode ser obtida a partir da manipulação da Eq.(22). Tal manipulação resulta em:

$$K_F = 1 + q(K_T - 1) \quad (24)$$

Observa-se da Eq.(24) que o cálculo de K_F depende da sensibilidade ao entalhe (q). Tal valor pode ser obtido por:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (25)$$

em que \sqrt{a} é uma constante do material denominada constante de Neuber.

Para o aço, a constante de Neuber pode ser aproximada por:

$$\sqrt{a} = 0,245799 - 0,307794(10^{-1})S_{ut} + 0,150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0,266978(10^{-7})S_{ut}^3 \quad (26)$$

em que S_{ut} é dada em Kpsi e \sqrt{a} é dada em $\sqrt{\text{in}}$.

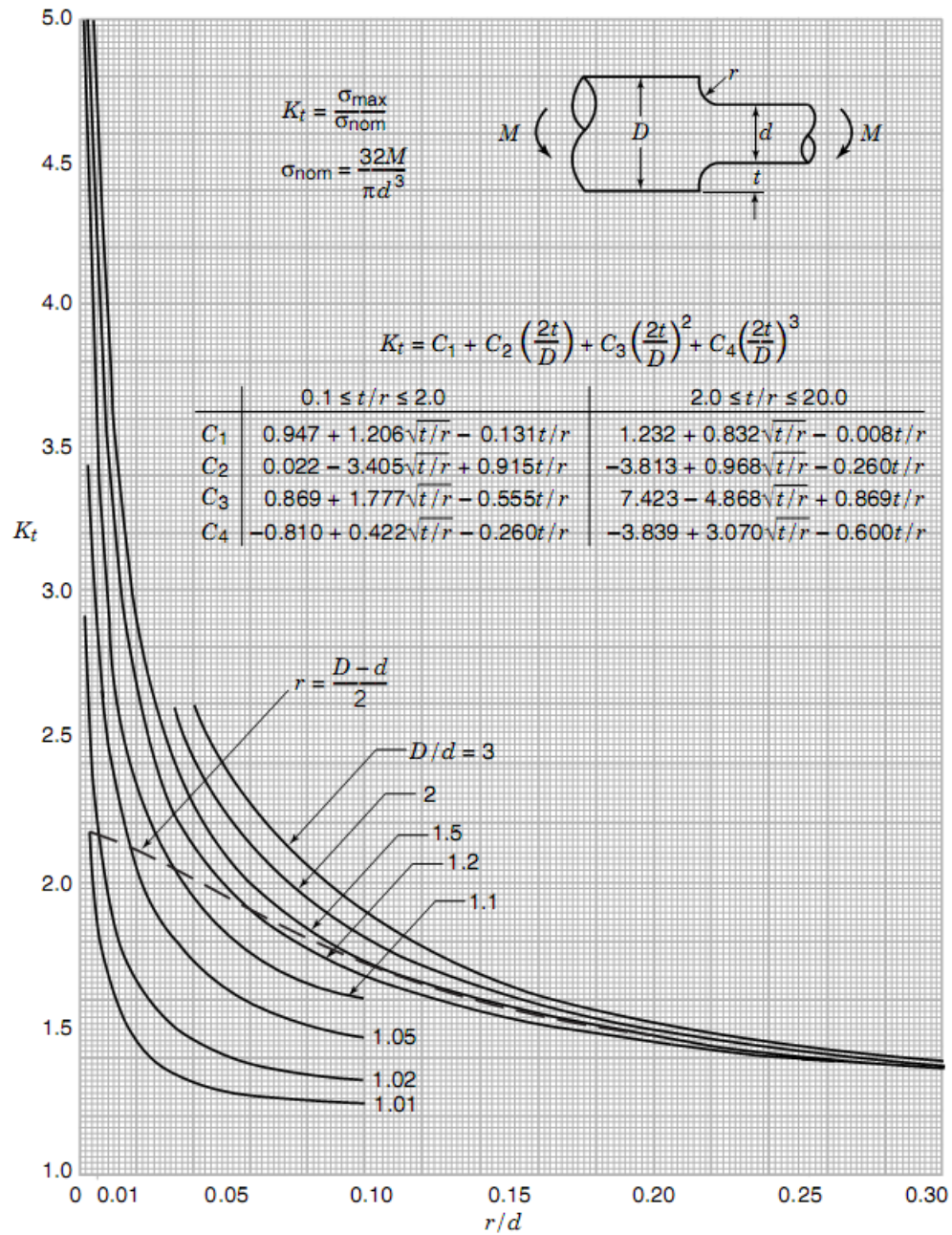


Figura 7 - Fator de concentração de tensão estático para o caso de um eixo redondo com adelgaçamento do ressalto em flexão (Pilkey, 2008)

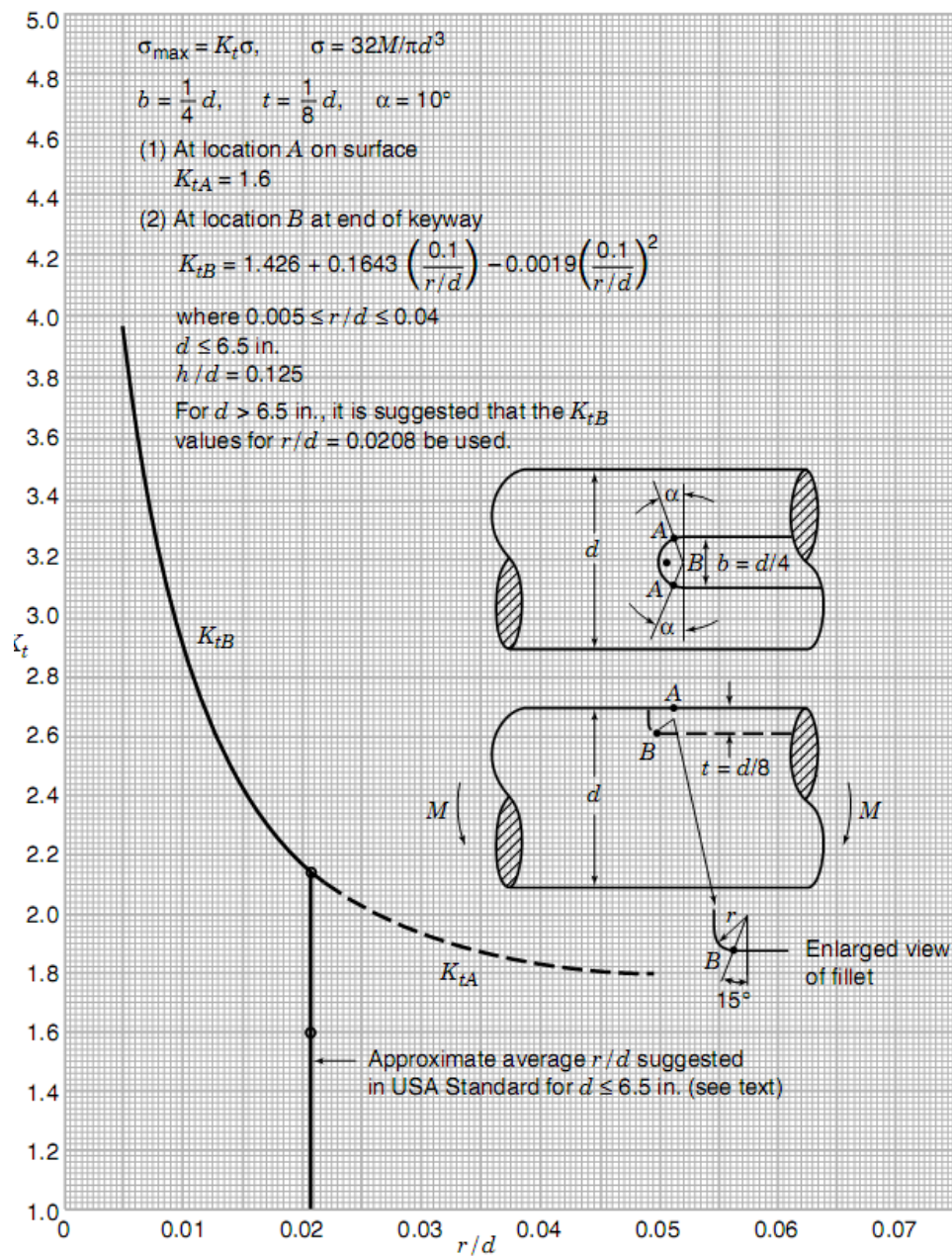


Figura 8 - Fator de concentração de tensão estático para o assento da chave de um eixo submetido a flexão (Pilkey, 2008)

2.1.7. Fadiga acumulativa

O estudo mostrado até agora sobre falhas por fadiga, considera que o material está sujeito a um carregamento variável de amplitude constante. Em situações práticas, pode ocorrer de o elemento estar sujeito a uma determinada amplitude de tensão, por um determinado período de tempo e, em seguida ser solicitado por um carregamento variável de amplitude diferente. Essa situação é

denominada fadiga acumulativa. O objetivo do estudo de fadiga acumulativa é determinar a vida de uma peça sobre tais condições de carregamento ou determinar o fator de segurança caso a peça tenha uma vida infinita.

Dias (2006) classifica dano como “deteriorização progressiva dos materiais sob ação de solitação mecânica”. Shigley et al. (2005) e Dias (2006) apresentaram dois modelos para estudo de danos cumulativos: teoria de dano linear (regra de Miner) e teoria de dano bilinear (método de Manson).

A regra de Miner é matematicamente descrita por meio da Eq.(27). A constante D foi definida como sendo o dano cumulativo por Dias (2006), que afirmou que a falha ocorre para $D \geq 1$. Shigley et al. (2005) afirma que usualmente D encontra-se na faixa entre 0,7 e 2,2 e também recomenda o uso de $D = 1$.

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_{i,f}} \quad (27)$$

Na Eq.(27) n_i representa o número de ciclos aplicados sob o carregamento i e $N_{i,f}$ representa o número de ciclos necessários para a falha sob o carregamento i .

O dano cumulativo causa uma diminuição no limite de resistência à fadiga do material. Usando a regra de Miner, a curva $S-N$ sofre um deslocamento no sentido de diminuir a resistência à fadiga. A Figura 9 mostra um diagrama $S-N$ para o caso de fadiga acumulativa. A linha cheia é a curva $S-N$ do material sem danos. A linha tracejada mostra a nova curva $S-N$ obtida através da regra de Miner após o material ter sido submetido a $n_1 = 3(10^3)$ ciclos de tensão de amplitude $\sigma_1 = 413$ MPa. Nessa figura $S_{n,0}$ representa o limite de resistência à fadiga do material sem danos e $S_{n,1}$ o limite de resistência à fadiga do material com danos.

Shigley et al. (2005) afirma que os resultados obtidos pela regra de Miner apresentam diferenças dos resultados experimentais, porém este modelo é amplamente usado. Morgado (2007) usou a regra de Miner no estudo da vida à fadiga de engates de vagões usados no transporte de carvão.

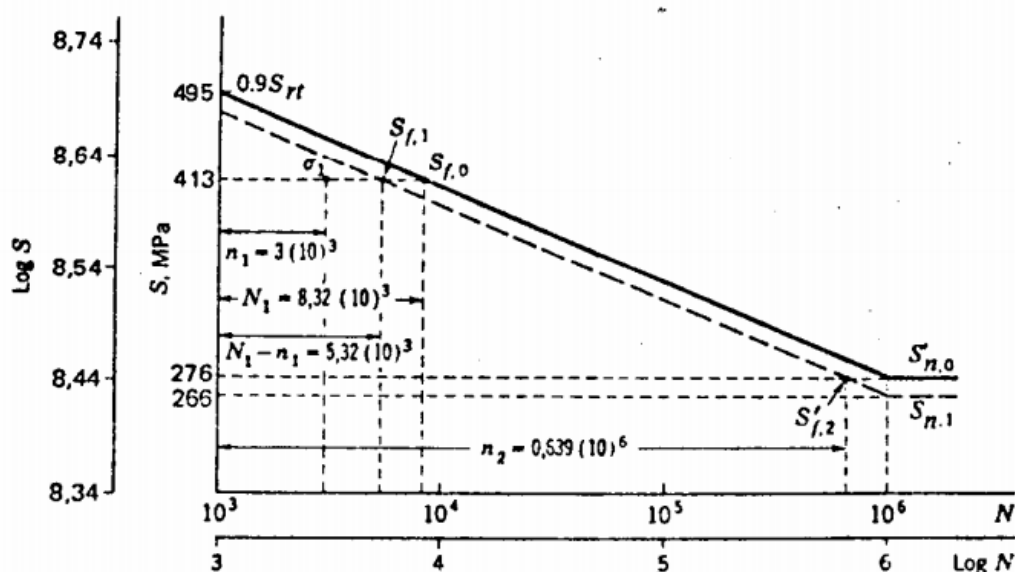


Figura 9 – Curva S-N obtida pela Regra de Miner para um material submetido à um excesso de tensão durante um número finito de ciclos. (Shigley, 1984)

O método de Manson consiste em ter todas as linhas no diagrama S-N convergindo para um mesmo ponto ($S = 0,9S_{ut}$ e $N = 10^3$ ciclos). Essa consideração supera uma deficiência do método de Miner, pois considera que a resistência estática do material não sofre alteração. Outra vantagem do método de Manson em relação ao método de Miner, se dá no fato de que as linhas $\log S - \log N$ são construídas na mesma ordem histórica em que as tensões são aplicadas. A Figura 10 mostra um diagrama $\log S - \log N$ obtido a partir do uso da regra de Manson.

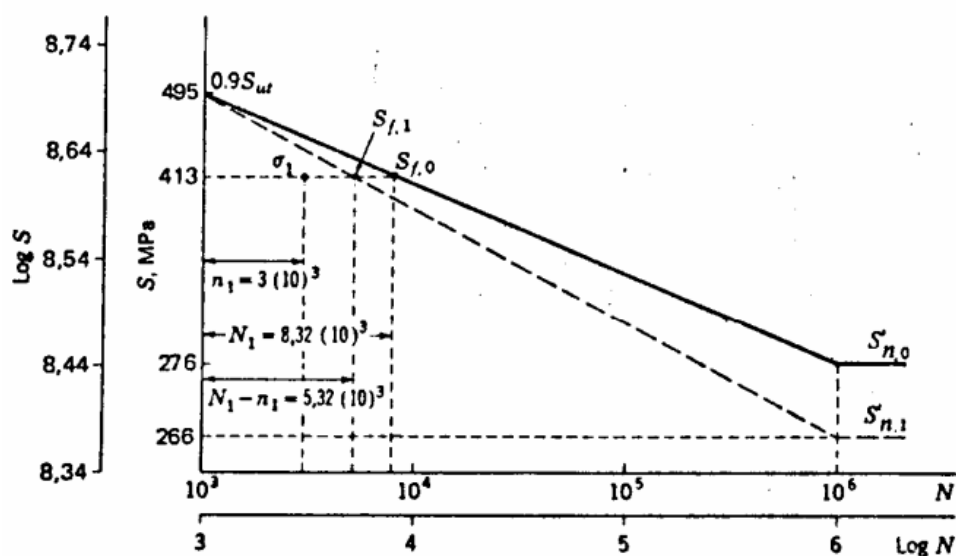


Figura 10 – Diagrama $\log S - \log N$ considerando dano cumulativo pela regra de Manson (Shigley, 1984).

2.2. TIPOS DE ENSAIOS DE FADIGA

Os ensaios de fadiga são planejados com o intuito de simular os esforços mecânicos a que os elementos podem ser submetidos durante o serviço. Sendo assim, diferentes tipos de ensaios são apresentados pela literatura. Norton (2004) apresenta quatro tipos de ensaio de fadiga, sendo estes ensaios classificados em relação ao tipo de solicitação mecânica imposta ao corpo de prova. Os ensaios apresentados por este autor são: ensaio de fadiga sob força normal, ensaio de fadiga de flexão rotativa, ensaio de flexão em vigas engastadas e ensaio de fadiga sob torção. As máquinas utilizadas nos ensaios de fadiga, bem como as principais normas adotadas para esses ensaios, serão apresentadas no próximo capítulo deste trabalho.

Além dos ensaios descritos no parágrafo anterior, observa-se que ensaios de fadiga são desenvolvidos para a solução de problemas de engenharia específicos. Para essas aplicações específicas, muitas vezes se faz necessário o projeto e construção ou adaptação da máquina a ser utilizada. Exemplos são descritos pelos trabalhos de Henriques (2006), Matheus et al. (2007), Santos, L (2008), e Martins (2008). A seguir são apresentados os tipos de ensaios estudados.

2.2.1. Ensaio de fadiga por força normal

Os ensaios de fadiga por força normal submetem o CP a tensões axiais cíclicas. Segundo Norton (2004) esses ensaios são executados por máquinas servo-hidráulicas, as quais podem ser programadas para submeter o corpo de prova a combinações de tensão média e alternada, inclusive carregamentos completamente invertidos (tensão média nula).

2.2.2. Ensaio de fadiga por flexão rotativa

Os ensaios de fadiga por flexão rotativa submetem o corpo de prova a um carregamento de flexão, enquanto esse é rotacionado. A bibliografia estudada apresenta dois tipos de ensaio de fadiga de flexão rotativa: o ensaio de Wöhler e o ensaio de R. R. Moore. A principal diferença entre esses dois ensaios é que o ensaio de R. R. Moore submete o corpo de prova à flexão pura, ou seja, o único esforço interno atuante no CP é o momento fletor. No ensaio desenvolvido por Wöhler, o corpo de prova é solicitado por um carregamento transversal em uma de suas

extremidades, enquanto que a outra extremidade é afixada à máquina rotativa. Essa configuração garante uma flexão simples do CP.

Os ensaios de R. R. Moore são responsáveis pelo volume de dados disponível sobre falhas por fadiga de elementos submetidos a tensões alternadas. Nesse tipo de ensaio, um corpo de prova de seção transversal circular, devidamente polido, é preso a um suporte que permite a aplicação de um momento fletor de magnitude constante, sendo o CP submetido a rotação. Essa montagem faz com que qualquer ponto na circunferência do CP seja submetido à flexão alternada (Norton, 2004).

2.2.3. Ensaio de flexão em vigas engastadas

Esse tipo de ensaio consiste em submeter um corpo de prova engastado a tensões de flexão variantes no tempo por meio de um carregamento concentrado oscilante aplicado na extremidade livre do CP. O ensaio permite a combinação de tensões médias e alternadas. Segundo Norton (2004) o ensaio de fadiga de flexão de vigas engastadas é menos utilizado que os ensaios por força normal e por flexão rotativa.

2.2.4. Ensaio de fadiga sob torção

Os corpos de prova usados nesse tipo de ensaio são submetidos a torques que variam no tempo, ocasionando assim tensões de cisalhamento oscilantes. Esses tipos de ensaios são executados em corpos de prova cilíndricos com o intuito de determinar o limite de resistência à fadiga por torção. (Marques e Arevalos, 2011).

Os corpos de prova utilizados nos ensaios de fadiga por torção geralmente possuem seção transversal circular e geometria praticamente igual aos corpos de prova usados nos ensaios de fadiga por flexão rotativa (ASTM, 1974).

2.3. APLICAÇÃO DOS ENSAIOS A PROBLEMAS DE FADIGA

Há uma ampla aplicação dos ensaios de fadiga a inúmeros problemas de engenharia. A presente seção mostra algumas aplicações de ensaios de fadiga na resolução de situações específicas encontradas na engenharia.

Conforme descrito anteriormente, as contribuições mais antigas nos ensaios de fadiga por flexão rotativa foram dadas pelo engenheiro alemão August Wöhler,

que submeteu eixos giratórios em balanço a um esforço de flexão simples. Mais tarde, a técnica criada por Wöhler foi aprimorada por R. R. Moore, que submeteu corpos de prova biapoiados, causando uma flexão pura alternada (Norton, 2004). Aplicações mais recentes de ensaio de fadiga são descritas em seguida.

Matheus et al. (2007) ensaiaram fios de liga Níquel Titânio por flexão rotativa em um dispositivo por eles criado. Através desses ensaios, foi possível a investigação das propriedades mecânicas de tais fios. Outra aplicação recente dos ensaios de fadiga por flexão rotativa foi feita por Dias (2006). Em seu trabalho, Dias estudou o comportamento à fadiga do ferro fundido nodular austemperado através de ensaios de flexão rotativa, flexão alternada e propagação de trincas por fadiga.

O acúmulo de danos por fadiga foi estudado por Alvarenga Jr. (2001). Esse pesquisador ensaiou corpos de prova fabricados em aço SAE 8620 em uma máquina de ensaios de fadiga por flexão rotativa equipada com um sistema de refrigeração, o qual garante temperatura constante no corpo de prova durante o ensaio.

Santos, L., (2008) realizou ensaios de fadiga em eixos de ventiladores de sistema de arrefecimento automotivo, com o objetivo de validar a nacionalização da fabricação de tais eixos pela indústria automotiva brasileira.

Martins (2008) desenvolveu um dispositivo para a análise de fadiga por *fretting*, o qual é montado em máquina de ensaio universal. Esse pesquisador realizou uma série de ensaios de fadiga sob condições de *fretting* em uma liga de alumínio aeronáutico, onde verificou-se que a vida do espécime sofreu acentuada redução devido a presença de cargas de contato. Outro dispositivo para análise de fadiga por *fretting* foi desenvolvido por Henriques (2006), o qual foi utilizado no ensaio de fadiga de cabos condutores de eletricidade.

Souza (2011) realizou um estudo do efeito da tensão média sobre a resistência à fadiga do aço ASTM A743 CA6NM. Em seus estudos esse pesquisador ensaiou diversos corpos de prova com carregamento uniaxial com razões de tensão $R = -1/3$ e $R = -2/3$. Através do resultado dos ensaios, Souza concluiu que a vida em fadiga é fortemente influenciada pela tensão média, sendo que grandes reduções no limite de resistência à fadiga foram verificadas.

2.4. HISTÓRICO DAS MÁQUINAS DE ENSAIOS DE FADIGA

Os primeiros resultados de ensaios de fadiga foram publicados em 1837 por Wilhelm Albert, um funcionário de minas. Em seus trabalhos, Albert criou uma máquina capaz de analisar a falha de correntes transportadoras (Schütz, 1996). Uma importante observação sobre o dispositivo criado por esse pesquisador é que a máquina ensaiava a peça e não o material. Nos ensaios criados por Albert, uma extremidade da corrente era solicitada por um carregamento constante, enquanto a corrente era apoiada em uma polia de 360 cm de diâmetro. Os elos da corrente eram flexionados a uma taxa de 10 flexões por minuto até 100000 flexões através de uma manivela que oscilava o disco em movimento circular (Suresh, 1998). Um desenho do dispositivo criado por Albert pode ser visto na Figura 11.

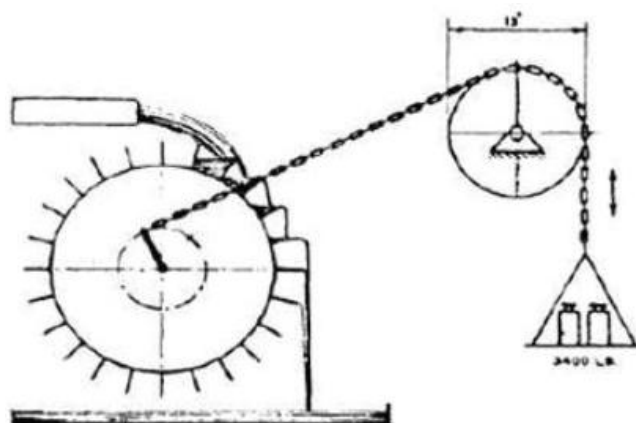


Figura 11 – Desenho da máquina criada por Wilhelm Albert para o ensaio de correntes usadas na mineração (Vervoort: Disponível em: < <http://www.atzonline.com/index.php;do=show/site=a4e/sid=1425465979519ba4c35594b234687016/alloc=38/id=61/special=Special+Simulation>>. Acesso em: 21 de maio de 2013.)

Com a finalidade de estudar as falhas por fadiga em estruturas ferroviárias uma comissão foi formada em 1848. Henry James (1803-1877) e Douglas Galton (1822-1899) criaram uma máquina para estudar a fadiga de barras de ferro submetidas à flexão para tal comissão. Em sua máquina, dois diferentes comes, impulsionados por um motor a vapor, eram usados para solicitar as barras. Um dos comes produzia um ressalto severo o suficiente para produzir o carregamento principal em cada rotação, o qual ocasionava vibração de alta frequência na barra. O segundo come possuía um ressalto suave e introduzia uma pequena tensão em cada rotação. Como a técnica era rudimentar, se fazia difícil a avaliação dos

resultados obtidos devido a ação do primeiro came, então apenas as observações proveniente da ação do segundo came eram utilizadas (Cotterell, 2010).

William Fairbairn (1798-1874) criou uma máquina de ensaio de flexão alternada em vigas, com o objetivo de estudar o comportamento vibratório de vigas usadas em pontes ferroviárias. O resultado de seu trabalho foi publicado em 1864. A máquina criada por Fairbairn foi usada para ensaiar vigas de ferro forjado de 20 pés (6,096 metros) de vão livre. A Figura 12 apresenta os detalhes da máquina de Fairbairn em duas vistas ortogonais. A viga ensaiada é referenciada pela letra *A*. A máquina faz uso de uma roda d'água para girar o eixo da polia *I*. O movimento circular da polia *I* é transmitido por meio de correia ao pinhão *K*, o qual aciona a engrenagem *L*. O braço *M* é responsável em transmitir o movimento à alavanca *B*. As aberturas no braço *M* e na engrenagem *L* causam um retardo no movimento da alavanca *B*, o que faz com que os pesos pendurados em *H* sejam aplicados à viga a uma taxa de 7 a 8 ciclos por minuto. Os ciclos são contados por um contador fixado ao poste *G* (Fairbairn, 1864).

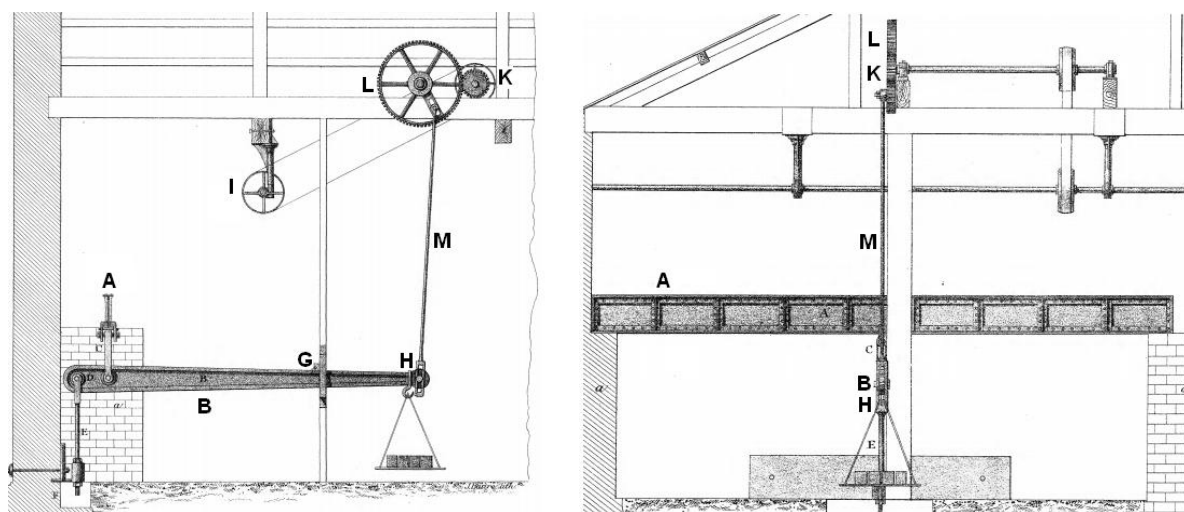


Figura 12 – Detalhes da máquina de Fairbairn. (Fairbairn, 1864)

O pesquisador alemão August Wöhler (1819-1914) contribuiu de forma significativa para o estudo de fadiga usando uma máquina de ensaio que sujeitava o corpo de prova à flexão rotativa. Um desenho da máquina de Wöhler é mostrado na Figura 13. Um eixo de ferro fundido (*a*) é suportado por dois mancais (*b*) e rotacionado por meio da polia (*c*). Um carregamento concentrado é aplicado simultaneamente a dois corpos de prova (*d*), por meio de molas (*f*) e mancais (*e*). A

força é medida por (g) o número de ciclos é medido por (h) (Ohnami, 1992). Desse modo, o corpo de prova é submetido à tensão alternada, sendo solicitado por flexão simples.

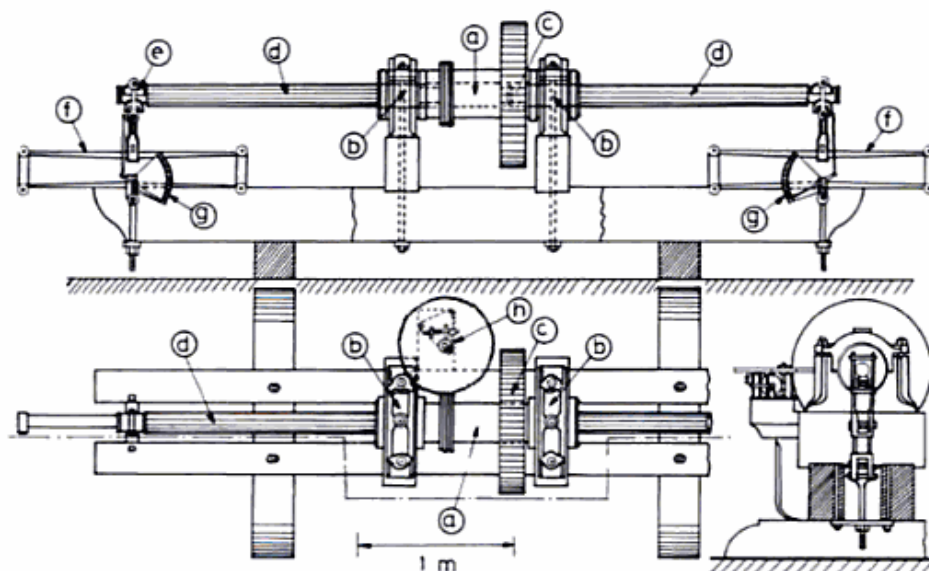


Figura 13 – Desenho da máquina de August Wöhler (Ohnami, 1992).

Moore e Kommers (1927) publicaram um livro sobre o estudo de fadiga em metais. Nesse trabalho, os referidos autores apresentaram diversas máquinas de ensaio de fadiga, disponíveis àquela época. Não se sabe ao certo a data de fabricação dessas máquinas, sendo referenciados nesse relatório somente os autores e datas de publicações de trabalhos em que tais máquinas foram utilizadas. As máquinas estudadas, bem como uma breve explicação do funcionamento de cada uma, são mostradas em seguida.

Uma modificação da máquina de Wöhler foi desenvolvida por J. Sondericker no ano de 1892. A principal diferença entre essas duas máquinas se dá no fato de que a máquina de Sondericker submete uma parte do corpo de prova à flexão pura, ou seja, o único esforço interno atuante nessa porção é o momento fletor. A Figura 14 mostra um esboço da máquina de Sondericker. O corpo de prova A é rotacionado por meio de um acoplamento flexível de couro H e apoiado em mancais de rolamento B, C, D e E. O movimento rotativo é causado pela polia K e o carregamento é imposto ao corpo de prova pela massa W, sendo a força distribuída entre os pontos C e D. A vida do corpo de prova é contabilizada pelo contador N e o ensaio é imediatamente interrompido após a ruptura do CP (Moore e Kommers, 1927).

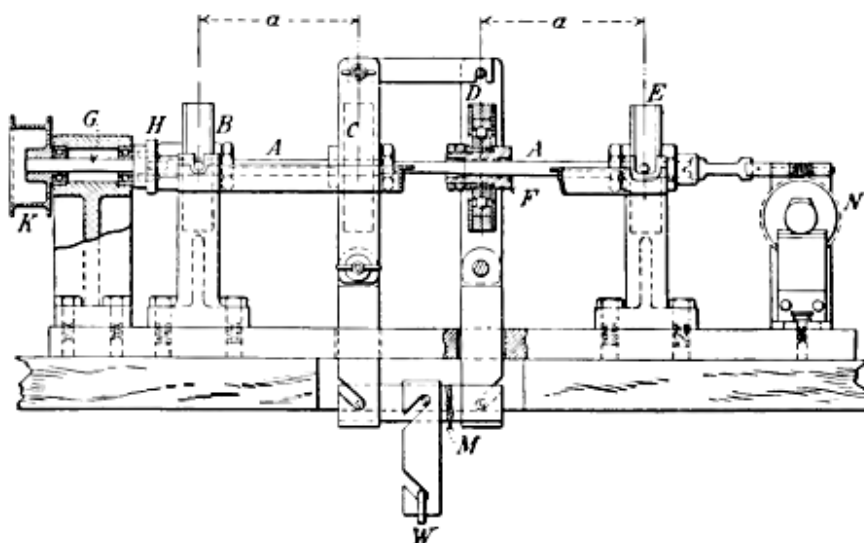


Figura 14 – Máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa criada por Sondericker (Moore e Kommers, 1927).

Um tipo de máquina usada para ensaio de fadiga axial foi desenvolvida por T. E. Stanton e L. Bairstow, para ser usada no Laboratório Nacional de Física Britânico. Um dos trabalhos usando a máquina criada por esses pesquisadores foi publicado em Londres no ano de 1905. Um desenho da máquina é apresentado na Figura 15. Tal máquina usa a força proveniente da aceleração de 4 massas iguais (W_1 , W_2 , W_3 e W_4) para impor um carregamento alternado em 4 corpos de prova (S_1 , S_2 , S_3 e S_4). As massas são deslocadas por meio de um sistema biela manivela, sendo a força máxima imposta aos corpos de prova no curso final dos ciclos (Moore e Kommers, 1927).

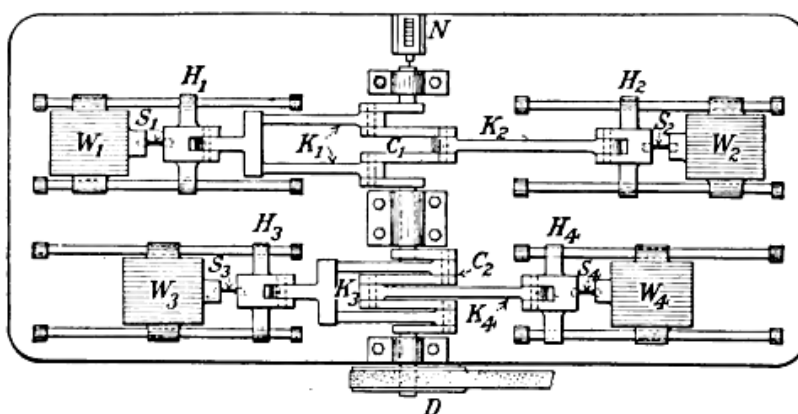


Figura 15 – Máquina de ensaio de fadiga axial por inércia (Moore e Kommers, 1927).

Um desenho de uma máquina de ensaio de fadiga axial que faz uso de forças centrífugas é mostrado na Figura 16. O corpo de prova S é preso à estrutura da

máquina e a uma cruzeta móvel C . Um movimento rotativo é imposto aos discos D_1 e D_2 , aos quais duas massas W_1 e W_2 são excentricamente afixadas. As forças centrífugas provenientes da rotação de W_1 e W_2 são transmitidas ao corpo de prova, causando um carregamento alternado de tração e compressão. Uma tensão média pode ser imposta através do aperto da porca N , a qual comprime a mola P . A máquina mostrada foi desenvolvida pelo pesquisador J. H. Smith, e seu trabalho publicado em Londres no ano de 1905 (Moore e Kommers, 1927).

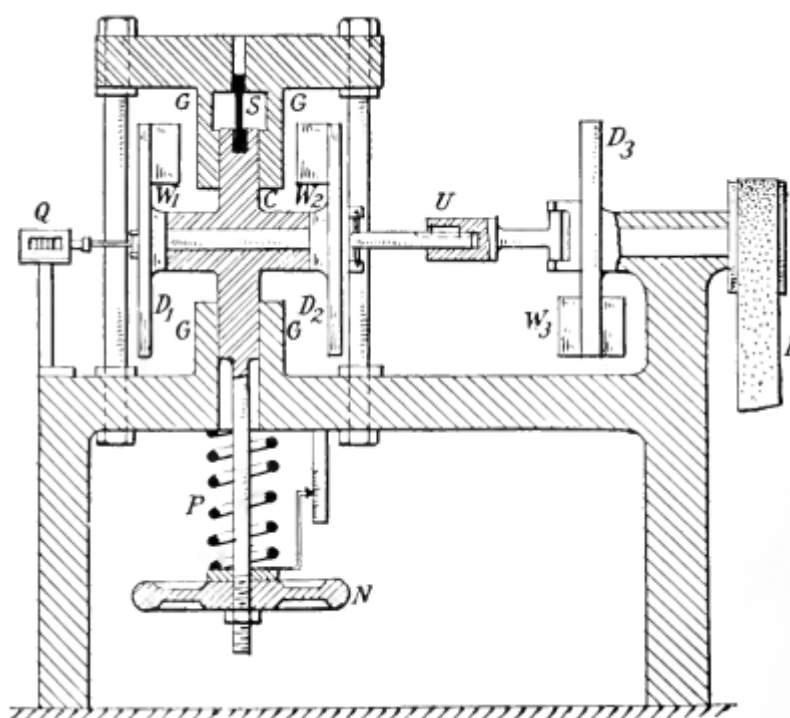


Figura 16 – Máquina de ensaio de fadiga axial do tipo força centrífuga (Moore e Kommers, 1927).

A Figura 17 mostra um desenho de uma máquina de ensaio de fadiga axial que usa sinais de corrente elétrica alternada para submeter um corpo de prova S a tensões variadas. Dois eletroímãs M' e M'' são atravessados por correntes elétricas defasadas entre si (uma fase diferente para cada eletroímã). O resultado é o movimento oscilatório vertical da armadura A , em que está presa uma das extremidades do corpo de prova. A outra extremidade do CP é fixada à estrutura da máquina. O dispositivo mostrado foi desenvolvido por B. Parker Haigh, e apresentado na cidade de Londres em 1912 (Moore e Kommers, 1927).

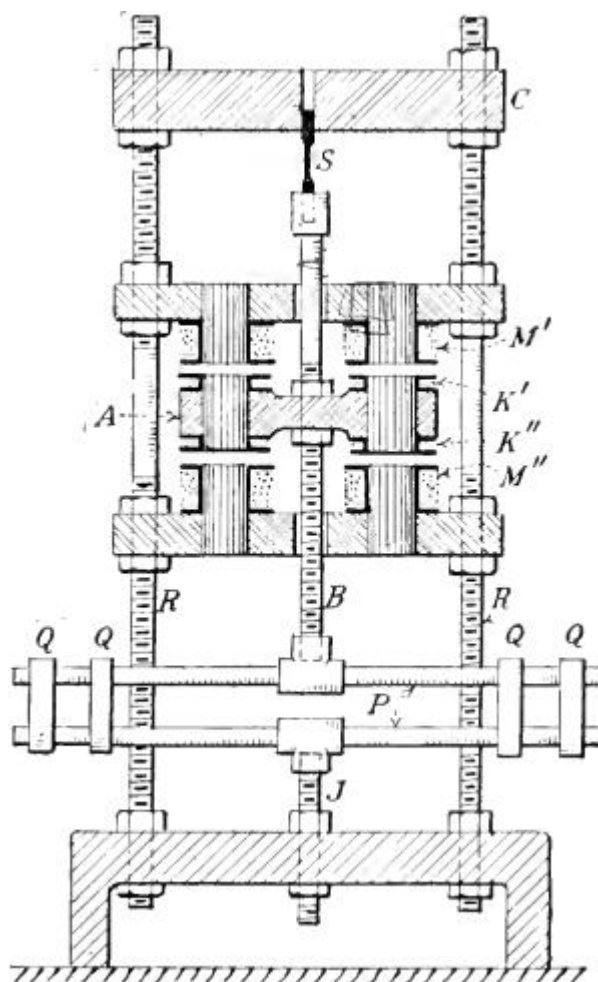


Figura 17 – Máquina de ensaio de fadiga axial por corrente alternada (Moore e Kommers, 1927).

Uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa foi criada por D. J. McAdam, e apresentada no ano de 1917. Um diagrama dessa máquina é mostrado na Figura 18. O corpo de prova S é fixado ao orifício cônico L através do aperto das porcas N e N". O CP é submetido a um carregamento concentrado provocado pela massa suspensa W. Um movimento rotativo é imposto ao CP através das engrenagens D e J (Moore e Kommers, 1927). Assim como na máquina de Wöhler, o corpo de prova é solicitado por momento fletor e esforço cortante.

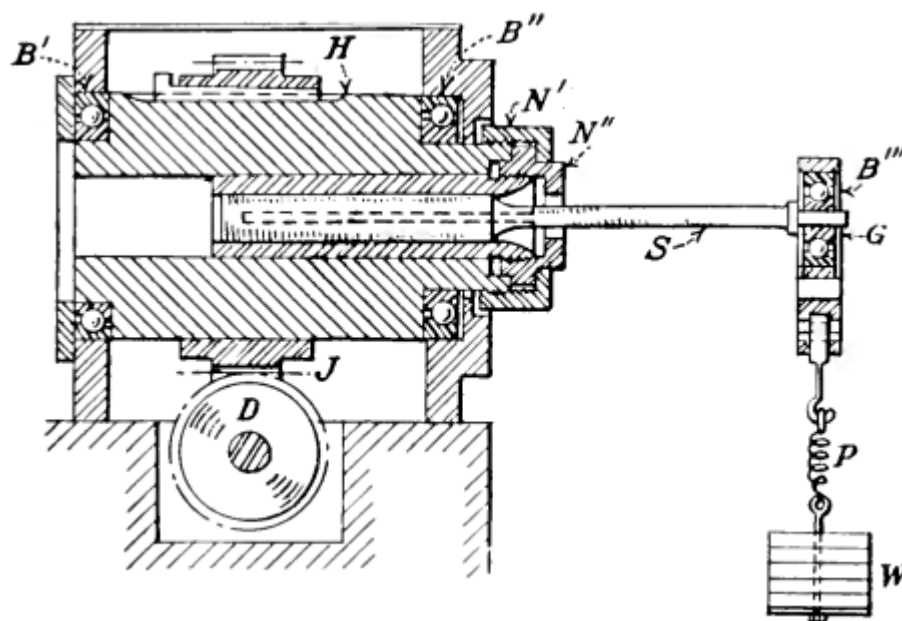


Figura 18 – Desenho da máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa de McAdam (Moore e Kommers, 1927).

A Figura 19 apresenta um desenho de uma máquina de ensaio de fadiga que combina carregamentos variados de flexão e torção simultaneamente. A máquina apresentada foi desenvolvida pelos pesquisadores T. E. Stanton e R. G. Batson e baseia-se no princípio de funcionamento da máquina de Wöhler (Figura 13) e da máquina de H. F. Moore (Figura 23). Uma extremidade do corpo de prova S é engastada no suporte giratório C enquanto a extremidade livre é presa ao braço B . O eixo do braço B é alinhado ao eixo principal da máquina (Y). Um carregamento concentrado é aplicado à extremidade do braço B por meio da massa suspensa W . Durante o funcionamento da máquina o CP é submetido a um momento fletor que varia de $-Wgd$ a $+Wgd$ e a um torque que varia de $-Wgb$ a $+Wgb$. Os trabalhos de Stanton e Baston usando essa máquina foram publicados nos anos de 1917 e 1920 (Moore e Kommers, 1927).

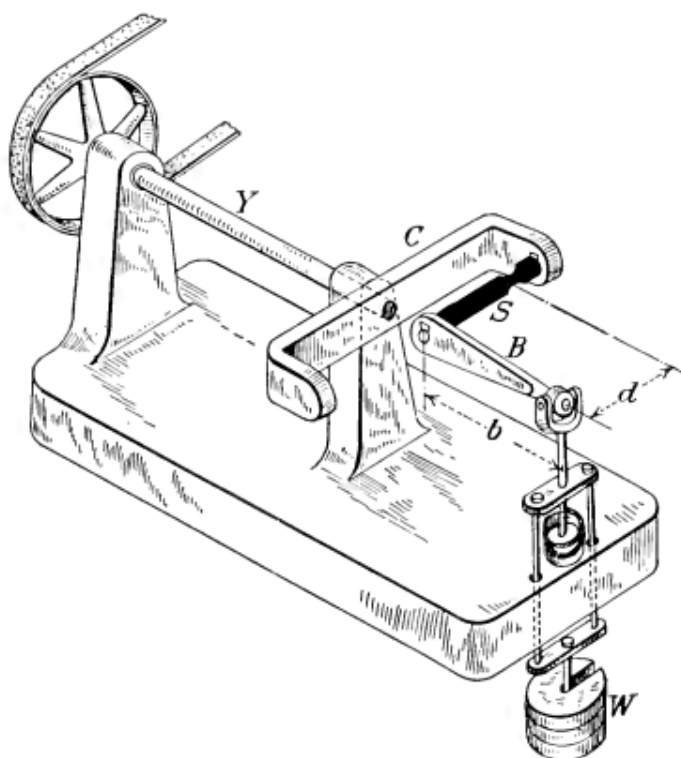


Figura 19 – Máquina de ensaio de fadiga por flexão e por torção (Moore e Kommers, 1927).

Um dispositivo muito semelhante à máquina de Sondericker foi desenvolvido pelo pesquisador R. R. Moore. A diferença entre as duas máquinas é apenas o tipo de rolamento usado. A modificação feita por R. R. Moore garante uma rotação mais suave do corpo de prova, o que atenua as vibrações, possibilitando o uso desse dispositivo em ensaios de corpos de prova de dimensões e resistência menores. Os trabalhos de R. R. Moore usando tal máquina foram publicados no ano de 1923 (Moore e Kommers, 1927).

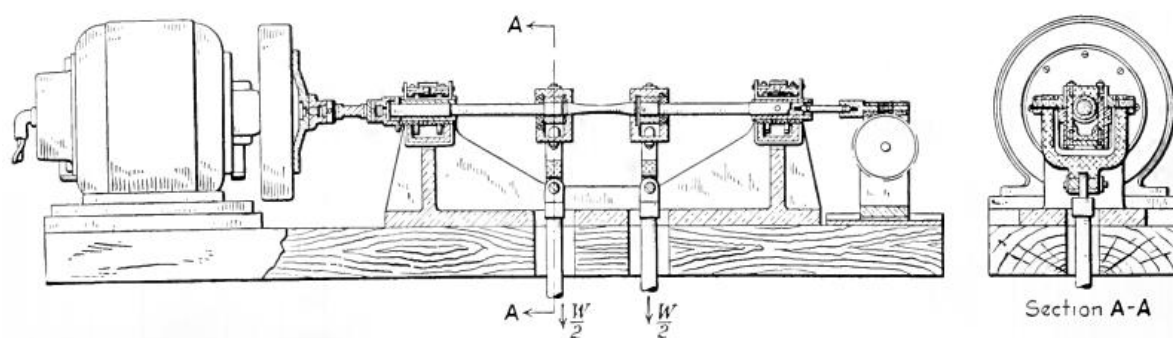


Figura 20 – Desenho da máquina de R. R. Moore (Moore e Kommers, 1927).

Através da Figura 21 é possível visualizar um diagrama de uma máquina de ensaio de fadiga axial que faz uso de uma mola para submeter o corpo de prova a tensões de tração e compressão alternadamente. O corpo de prova *S* é fixado a uma extremidade da mola *G*. A outra extremidade da mola é solicitada por um carregamento variado causado pela biela *K*, a qual é impulsionada pela manivela *C*. A magnitude do carregamento pode ser medida através do deslocamento da mola, medição essa feita pelos micrômetros *M'* e *M''*. Esse dispositivo foi desenvolvido pelo pesquisador T. M. Jasper e apresentado em um trabalho publicado no ano de 1923 (Moore e Kommers, 1927).

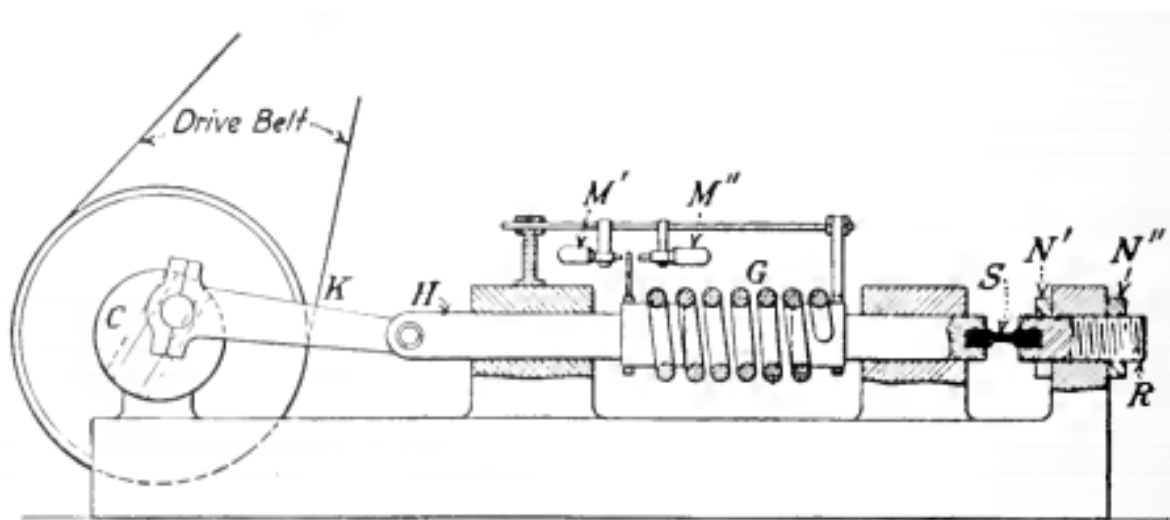


Figura 21 – Máquina de ensaio de fadiga axial do tipo mola (Moore e Kommers, 1927).

A Figura 22 mostra um esboço de uma máquina de ensaio de fadiga que sujeita o corpo de prova a ciclos de flexão. Nessa máquina, um corpo de prova *N* de seção retangular, é engastado em uma de suas extremidades e solicitado por um carregamento concentrado na outra extremidade. O carregamento variado é imposto por meio de um sistema biela manivela, sendo que a manivela possui uma velocidade angular de 1300 RPM. O funcionamento da máquina é automaticamente interrompido após a fratura do corpo de prova, com a queda da biela *K* (Moore e Kommers, 1927). Sabe-se que essa máquina foi desenvolvida por H. F. Moore para o ensaio de corpos de prova planos e finos, porém não é conhecido precisamente o ano de sua fabricação.

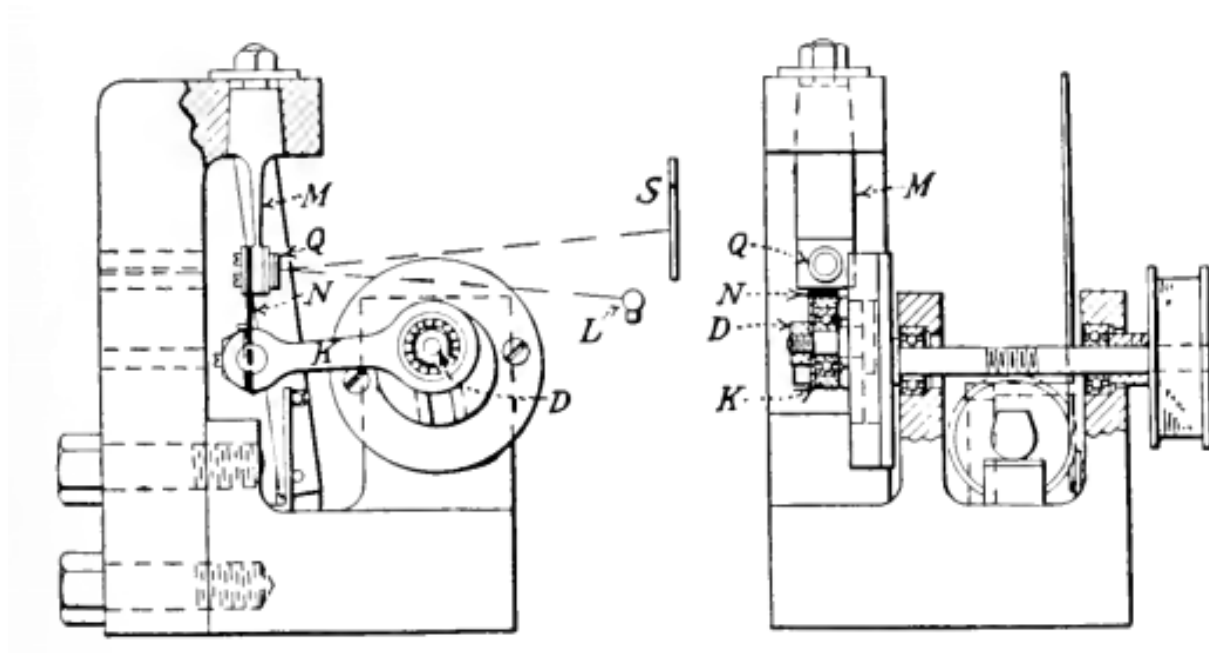


Figura 22 – Máquina de ensaio de fadiga por flexão alternada de corpos de prova planos (Moore e Kommers, 1927).

Um desenho de uma máquina de ensaio de fadiga por torção é mostrado na Figura 23. Nessa máquina, uma extremidade do corpo de prova *S* é fixada ao suporte rotativo *H* e a outra extremidade é fixada à viga rotativa *B*, a qual é solicitada em sua extremidade por uma força *P*. É importante notar que o carregamento é imposto à extremidade da viga através de um mancal de rolamento. O conjunto suporte *H*, corpo de prova *S* e viga *B* é rotacionado pelo eixo da máquina a uma velocidade angular de 1000 RPM. Esse movimento rotativo faz com que o torque atuante no CP, e conseqüentemente a tensão de cisalhamento, variem de forma alternada. Para a configuração mostrada na Figura 23 verifica-se um torque no sentido anti-horário. Para uma rotação do eixo da máquina igual a 90° o torque atuante é nulo, enquanto que para uma rotação de 180° o torque atua no sentido horário (Moore e Kommers, 1927).

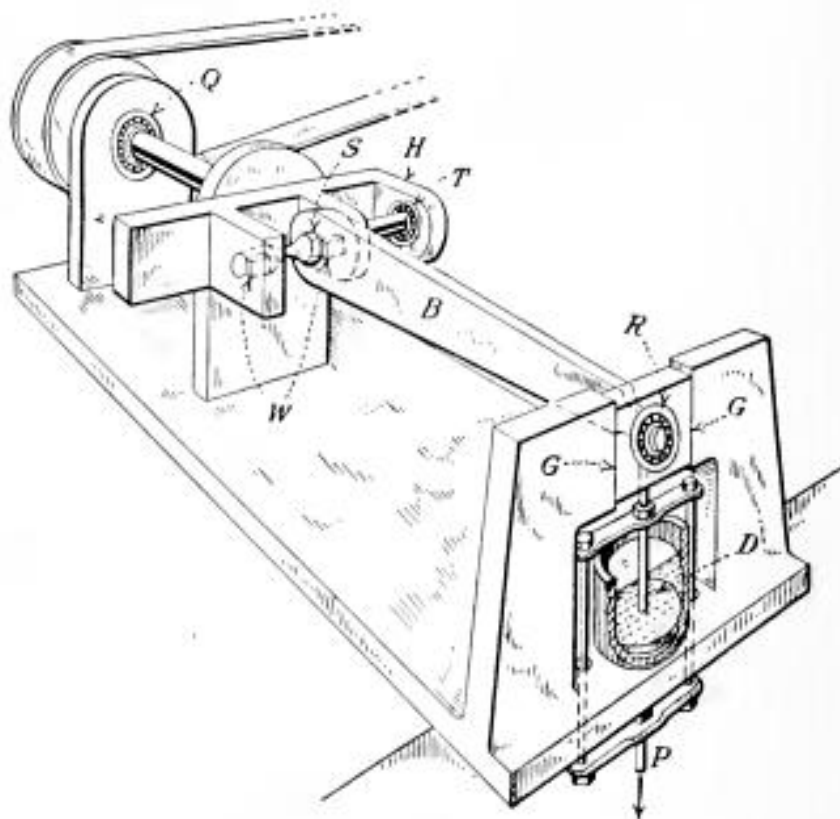


Figura 23 - Desenho de uma máquina de ensaio de fadiga por torção (Moore e Kommers, 1927).

Esta seção do trabalho apresentou um breve histórico das máquinas de fadiga, sendo mostrados os equipamentos que se destacaram nos estudos iniciais das falhas por fadiga. Logo, foi feita uma abordagem considerando o período de aproximadamente um século, compreendido desde o surgimento da primeira máquina de ensaio de fadiga, relatado em 1837, até meados da década de 1920, quando os pesquisadores Moore e Kommers (1927) publicaram um livro apresentando as principais máquinas de ensaio de fadiga disponíveis àquela época. A Tabela 4 mostra um resumo das máquinas de ensaio de fadiga apresentadas nesta seção.

Tabela 4 – Tabela resumo das máquinas apresentadas

Máquina	Tipos de ensaio	Ano
Wilhelm Albert	Ensaio de correntes transportadoras usadas na mineração	1837
Henry James e Douglas Galton	Ensaio de flexão de barras de ferro usadas em estruturas ferroviárias	1848
William Fairbairn	Ensaio de flexão em vigas utilizadas em pontes ferroviárias	1864
August Wöhler	Ensaio rotativo que submete o CP à flexão simples	1871
Sondericker	Flexão rotativa – flexão pura	1892
Fadiga axial por inércia	Fadiga axial	1905
Fadiga axial por força centrífuga	Fadiga axial	1905
Fadiga axial por corrente elétrica alternada	Fadiga axial	1912
McAdam	Flexão rotativa	1917
T. E. Stanton e R. G. Batson – Carregamentos combinados	Flexão simples e torção	1917
R. R. Moore	Flexão rotativa – flexão pura de CP menores e menos resistentes se comparados aos ensaiados por Sondericker	1923
Fadiga axial do tipo mola	Fadiga axial	1923
H. F. Moore	Flexão de CP planos e finos	1927
H. F. Moore	Torção	1927

3. PROJETO E FABRICAÇÃO DE UM EQUIPAMENTO PARA FADIGA SOB FLEXÃO ROTATIVA

Neste capítulo é apresentado o projeto da máquina de ensaio de fadiga. Inicialmente são especificados os requisitos da máquina a ser projetada. Em seguida, são apresentados os elementos constituintes do modelo desenvolvido e, ao final do capítulo o protótipo construído é apresentado.

3.1. ESPECIFICAÇÕES DO PROJETO

O principal requisito da máquina a ser projetada é a sua utilidade para fins didáticos no ensino de disciplinas referentes à resistência dos materiais, projeto de elementos e projeto de sistemas automotivos oferecidas na Faculdade UnB Gama. Para isso, a máquina deve submeter um corpo de prova de seção circular a um carregamento de flexão rotativa, devendo ser capaz de ocasionar dano visivelmente notável ao corpo de prova.

Outro requisito da máquina é o baixo custo para que sua construção seja facilitada. O projeto deve ser executado considerando a viabilidade de fabricação da máquina nos laboratórios disponíveis na Universidade de Brasília.

Através dos estudos apresentados na Revisão Bibliográfica, verificou-se que a máquina de implementação mais viável segue o princípio de funcionamento da máquina utilizada por August Wöhler no ensaio de eixos ferroviários, devido à sua simplicidade. Sendo assim, a máquina a ser projetada segue o princípio de funcionamento da máquina de Wöhler (Figura 13), ou seja, o corpo de prova utilizado no ensaio deve ser submetido uma flexão simples alternada.

O princípio de funcionamento adotado exige que um corpo de prova seja engastado em uma de suas extremidades e um carregamento concentrado seja aplicado em sua extremidade livre, enquanto esse é rotacionado. Para tanto, se faz necessário que a máquina possua um sistema que forneça rotação ao corpo de prova, um sistema de aplicação do carregamento concentrado e um sistema de contagem do número de ciclos de tensão a que o CP é submetido.

3.1.1 Caracterização do ensaio

O dispositivo a ser projetado deve ser capaz de realizar ensaios de fadiga de alto ciclo. Para a maioria dos metais, a teoria estudada sugere fadiga de alto ciclo

para uma vida variando entre 10^3 e 10^6 ciclos de tensão. Logo, dois pontos da curva S-N são destacados neste projeto:

- Início da Fadiga de Alto Ciclo: $N = 10^3$ ciclos e $S_f = fS_{ut}$
- Fim da Fadiga de Alto Ciclo: $N = 10^6$ ciclos e $S_f = S_e$

Em que:

S_f = Resistência à Fadiga

S_e = Limite de Resistência à Fadiga

S_{ut} = Resistência à Tração

N = Número de ciclos até a falha

f = Fração de S_{ut} representada por S_f em 10^3 ciclos

Dois materiais foram escolhidos como referencial para o ensaio de fadiga: Aço SAE 1020 e Aço SAE 1045. Tais materiais foram selecionados devido à facilidade de aquisição e devido ao fato de serem largamente utilizados pela indústria automotiva. Os diagramas S-N desses materiais foram obtidos por meio de uma rotina em Matlab. As equações utilizadas para a construção dos diagramas foram extraídas de Shigley et al. (2005). Tais são mostradas abaixo, bem como os diagramas obtidos.

- Fadiga de Baixo Ciclo ($1 \leq N \leq 10^3$ ciclos)

$$S_f = S_{ut} N^{\log(f)/3} \quad (28)$$

- Fadiga de Alto Ciclo ($10^3 \text{ ciclos} < N \leq 10^6 \text{ ciclos}$)

$$S_f = a N^b \quad (29)$$

As constantes a e b são calculadas por:

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (30)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right) \quad (31)$$

Vida Infinita ($N > 10^6$ ciclos)

$$S_f = S_e \quad (32)$$

O limite de resistência à fadiga é calculado pela Eq. (5), a qual é repetida aqui por conveniência.

$$S_e' = \begin{cases} 0,504 S_{ut} & S_{ut} \leq 512 \text{ Ksi} (1460 \text{ MPa}) \\ 107 \text{ Ksi} & S_{ut} > 512 \text{ Ksi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases}$$

O valor de f foi obtido por meio da Figura 24.

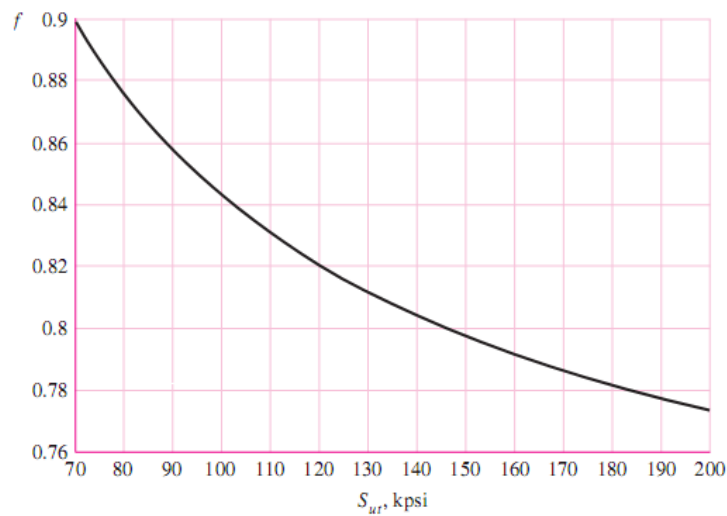


Figura 24 - Fração de S_{ut} representada por S_f em 10^3 ciclos (Budynas, 2011)

Os valores das propriedades mecânicas dos materiais, bem como os valores calculados para f , S_e' , a e b são mostrados na Tabela 5.

Tabela 5 - Valores utilizados na obtenção dos diagramas S-N

Material	S_{ut} (MPa) ¹	S_y (MPa) ¹	f ²	S_e' (MPa)	a (MPa)	b
Aço SAE 1020 (Repuxado a Frio)	470	390	0.90	237	754,97	-0,08386
Aço SAE 1045 (Repuxado a Frio)	630	530	0,855	318	913,78	-0,07650

Os diagramas obtidos são mostrados na Figura 25.

¹ Extraído da Tabela A-20 (Shigley et al., 2005)

² Extraído da Figura 24.

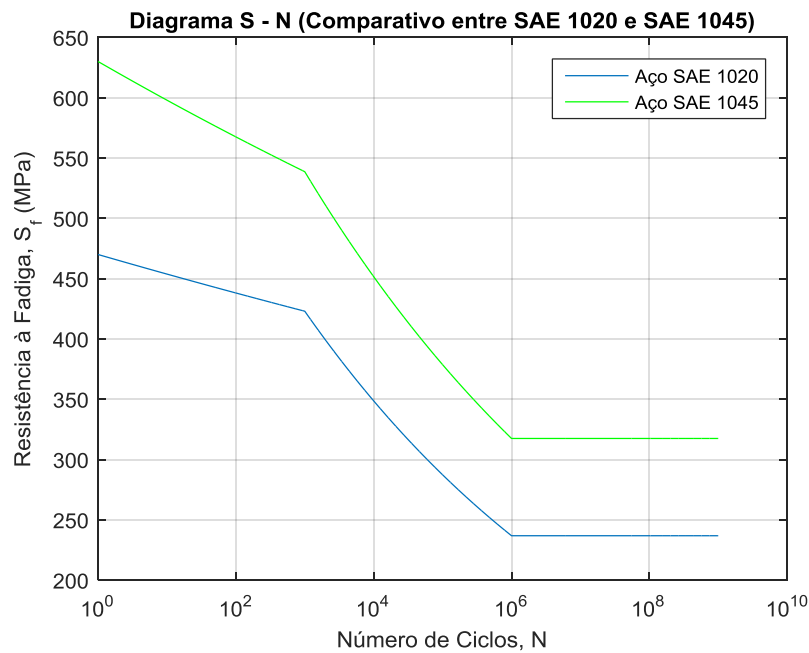


Figura 25 - Diagrama S - N teórico para os aços SAE 1020 e SAE 1045

3.1.2 Corpo de prova

Os ensaios de fadiga por flexão rotativa de metais são regulamentados pela norma *ISO 1143: Metallic Materials - Rotating Bar Bending Fatigue Testing*. A definição da norma, disponível no site da ISO, diz que o diâmetro do Corpo de Prova varia entre 5 mm e 12.5 mm. Baseado em tais valores, decidiu-se estudar as seguintes dimensões:

- Diâmetro (D): $5 \text{ mm} \leq D \leq 10 \text{ mm}$
- Comprimento (L): $100 \text{ mm} \leq L \leq 150 \text{ mm}$

O objetivo principal nessa etapa do trabalho é determinar o valor da força necessária para se obter $S_f = f S_{ut}$ para cada dimensão do Corpo de Prova a ser analisada, pois de acordo com a teoria estudada, para esse nível de tensão se inicia o estudo de fadiga de alto ciclo. Outro fator que determinou a escolha desse nível de tensão é o fato que a maior força necessária para o ensaio ocorre em $S_f = f S_{ut}$. Portanto, busca-se obter uma expressão matemática do tipo $F = f(D, L)$, em F é o carregamento concentrado. Para tal análise o Corpo de Prova é modelado como uma viga em balanço sendo solicitada por um carregamento concentrado na extremidade livre. Sendo assim, a amplitude de tensão pode ser calculada por:

$$\sigma_a = \frac{Mc}{I} \quad (33)$$

Em que M é o momento fletor na seção de maior solicitação, c é a distância da linha neutra à fibra mais externa (maior tensão normal) e I é o momento de inércia da seção transversal do corpo de prova. Estes valores são calculados como se segue:

$$M = F L \quad (34)$$

$$c = D/2 \quad (35)$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad (36)$$

Manipulando as Equações (33) a (36) obtém-se:

$$F(D, L) = \frac{\pi D^3}{32L} \sigma_a \quad (37)$$

Com a finalidade de analisar a função acima, dois gráficos foram obtidos por meio de uma rotina em Matlab. Tais gráficos são mostrados nas Figura 26 e Figura 27. Observa-se nestes gráficos que o carregamento concentrado assume o valor máximo para o maior diâmetro e menor comprimento dentro do intervalo estudado.

Além do gráfico mencionado anteriormente, a rotina desenvolvida em Matlab, imprime os valores de força para cada dimensão estudada na tela de comandos do software. Tais valores podem ser observados na Figura 28.

Uma análise da deflexão do Corpo de Prova em função da carregamento concentrado foi feita através de outra rotina em Matlab. Para tal, variou-se o carregamento concentrado de um valor mínimo (F_{min}) à um valor máximo (F_{max}). Admitiu-se que F_{min} é o valor de força para o qual a amplitude de tensão se iguala ao Limite de Resistência à Fadiga do material ($\sigma_a = S_e$), enquanto que F_{max} corresponde à força que faz com que a amplitude de tensão (σ_a) se iguale a $f S_{ut}$ (falha em 10^3 ciclos). A deflexão da extremidade livre do Corpo de Prova pode ser calculada por:

$$y_{max} = \frac{FL^3}{3EI} \quad (38)$$

em que E é o módulo de elasticidade do material. O valor de $E = 207$ GPa foi utilizado (Tabela A-5 Shigley et al., 2005). A Figura 29 mostra o gráfico obtido.

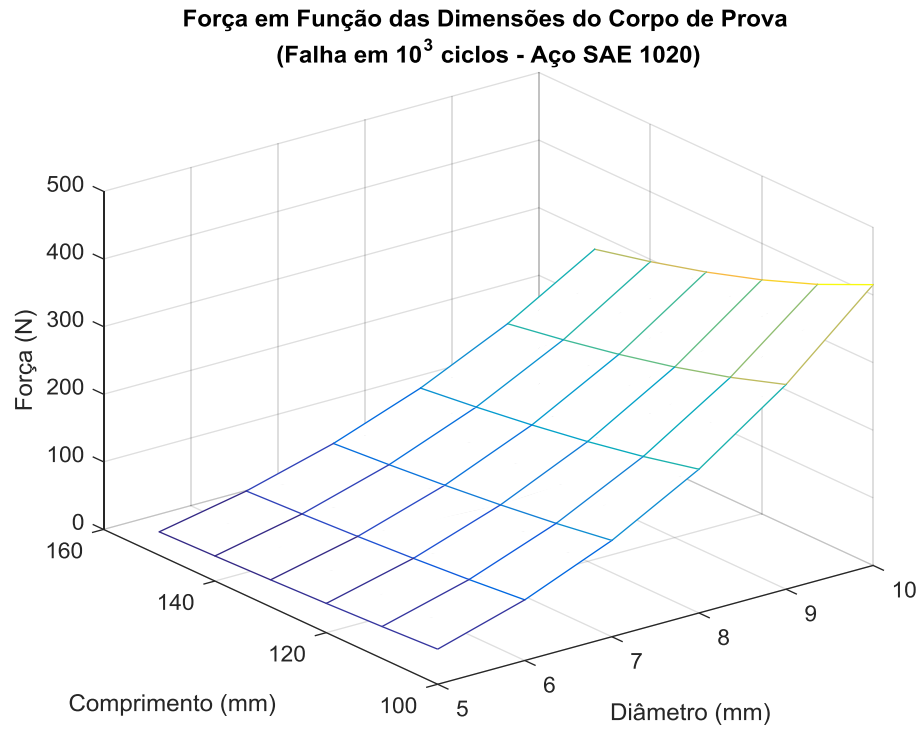


Figura 26 - Carregamento concentrado necessário para o início de Fadiga de Alto Ciclo em função das possíveis dimensões do Corpo de Prova (Aço SAE 1020).

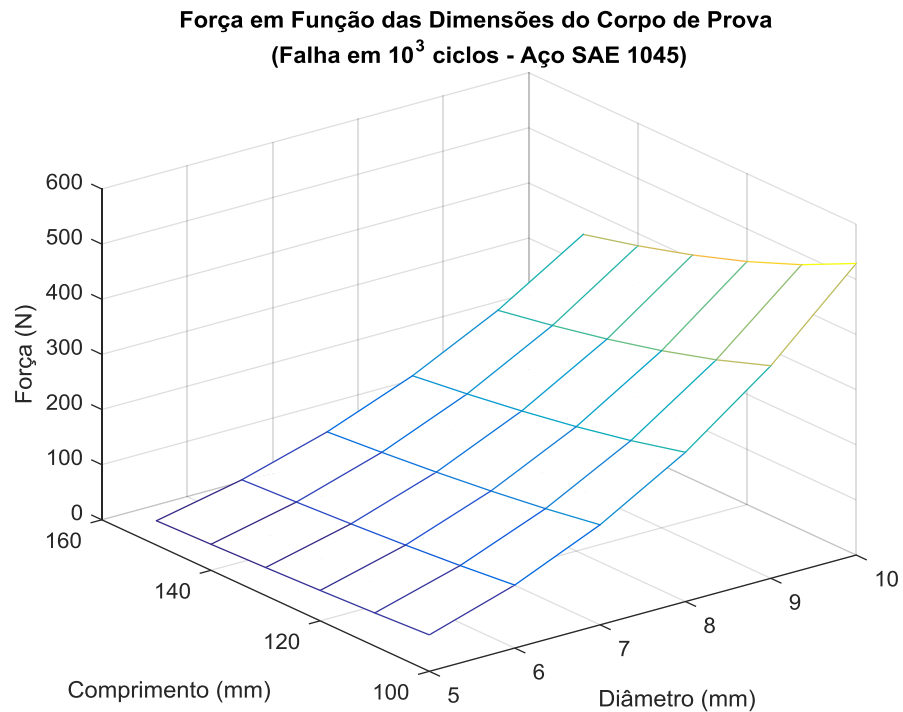
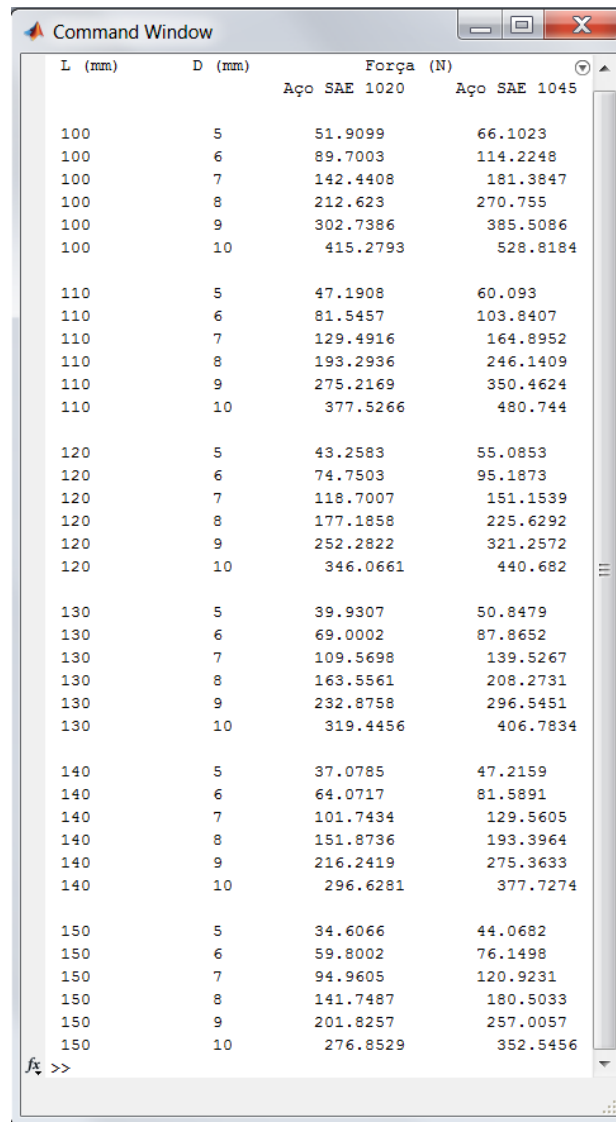


Figura 27 - Carregamento concentrado necessário para o início de Fadiga de Alto Ciclo em função das possíveis dimensões do Corpo de Prova (Aço SAE 1045).



Command Window

L (mm)	D (mm)	Força (N)	
		Aço SAE 1020	Aço SAE 1045
100	5	51.9099	66.1023
100	6	89.7003	114.2248
100	7	142.4408	181.3847
100	8	212.623	270.755
100	9	302.7386	385.5086
100	10	415.2793	528.8184
110	5	47.1908	60.093
110	6	81.5457	103.8407
110	7	129.4916	164.8952
110	8	193.2936	246.1409
110	9	275.2169	350.4624
110	10	377.5266	480.744
120	5	43.2583	55.0853
120	6	74.7503	95.1873
120	7	118.7007	151.1539
120	8	177.1858	225.6292
120	9	252.2822	321.2572
120	10	346.0661	440.682
130	5	39.9307	50.8479
130	6	69.0002	87.8652
130	7	109.5698	139.5267
130	8	163.5561	208.2731
130	9	232.8758	296.5451
130	10	319.4456	406.7834
140	5	37.0785	47.2159
140	6	64.0717	81.5891
140	7	101.7434	129.5605
140	8	151.8736	193.3964
140	9	216.2419	275.3633
140	10	296.6281	377.7274
150	5	34.6066	44.0682
150	6	59.8002	76.1498
150	7	94.9605	120.9231
150	8	141.7487	180.5033
150	9	201.8257	257.0057
150	10	276.8529	352.5456

$f_c >>$

Figura 28 - Valor do carregamento concentrado necessário para a falha em 10^3 ciclos para cada dimensão do Corpo de Prova estudada.

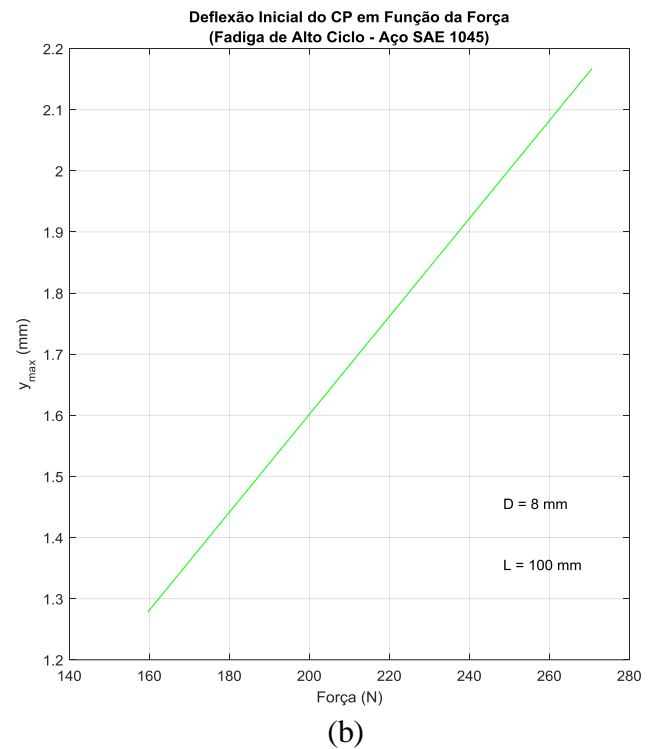
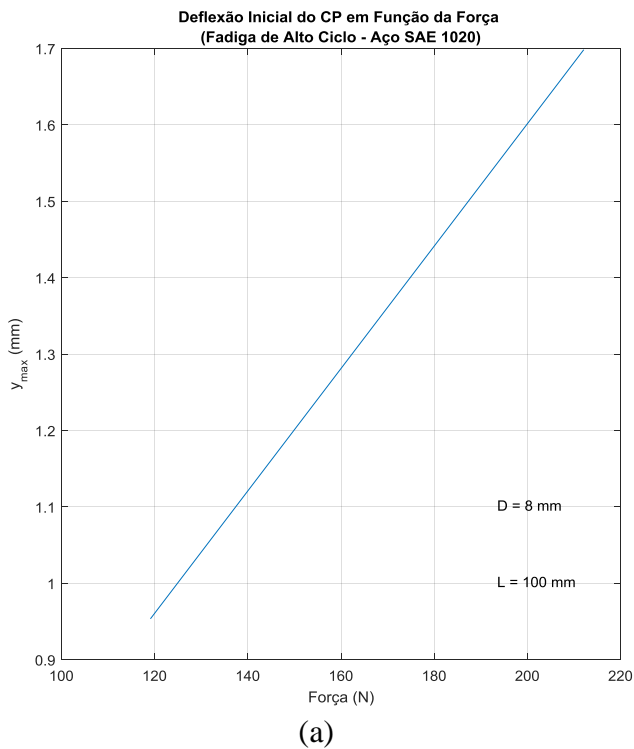


Figura 29 - Deflexão do Corpo de Prova em Função do Carregamento Concentrado - a) Aço SAE 1020 e b) Aço SAE 1025 (Considerando as dimensões mostradas no gráfico)

3.1.3 Velocidade do ensaio

Segundo Norton (2004), os ensaios de fadiga por flexão rotativa são executados de forma que o corpo de prova gire a uma velocidade angular de 1725 RPM. Uma análise da velocidade angular do Corpo de Prova foi feita considerando a variação do tempo de ensaio. Para tanto, considerou-se $N = 10^6$ ciclos, valor para o qual assume-se vida infinita para os metais. A equação para tal análise foi obtida como se segue:

$$\omega = \frac{N}{t} = \frac{\text{ciclos}}{\text{hora}} \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} \quad (39)$$

$$\omega = \frac{N}{60t} \quad (40)$$

Com as seguintes unidades:

[N] = ciclos;

[t] = horas;

[ω] = ciclos/min = RPM.

O gráfico obtido é mostrado na Figura 30. Tal gráfico pode ser útil na determinação da velocidade angular do CP a partir de um determinado tempo de ensaio. Usando este gráfico, observa-se que, se usada a velocidade angular especificada por Norton (2004), $\omega = 1725$ RPM, necessita-se de aproximadamente 10 horas para a obtenção de $N = 10^6$ ciclos.

Considerando a velocidade angular $\omega = 1725$ RPM, foi possível analisar o tempo de ensaio em função do carregamento concentrado. O gráfico obtido desta análise é mostrado na Figura 31. Novamente, o intervalo de força foi escolhido de modo que a vida do CP varie de 10^3 a 10^6 ciclos. Tal gráfico foi obtido com o uso da Eq. (41).

$$t = \frac{32FL}{60\omega(\pi D^3 a)^{1/b}} \quad (41)$$

em que a e b são constantes calculadas nas Equações (30) e (31).

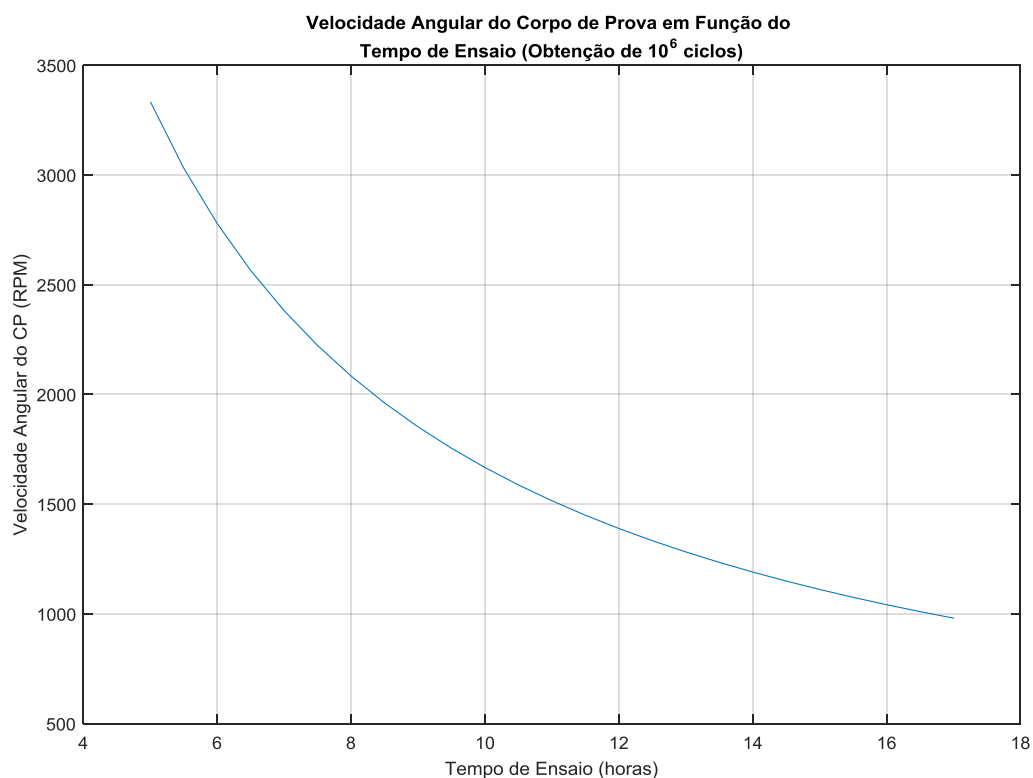


Figura 30 - Velocidade angular do Corpo de Prova em função do tempo necessário para a obtenção de $N = 10^6$ ciclos

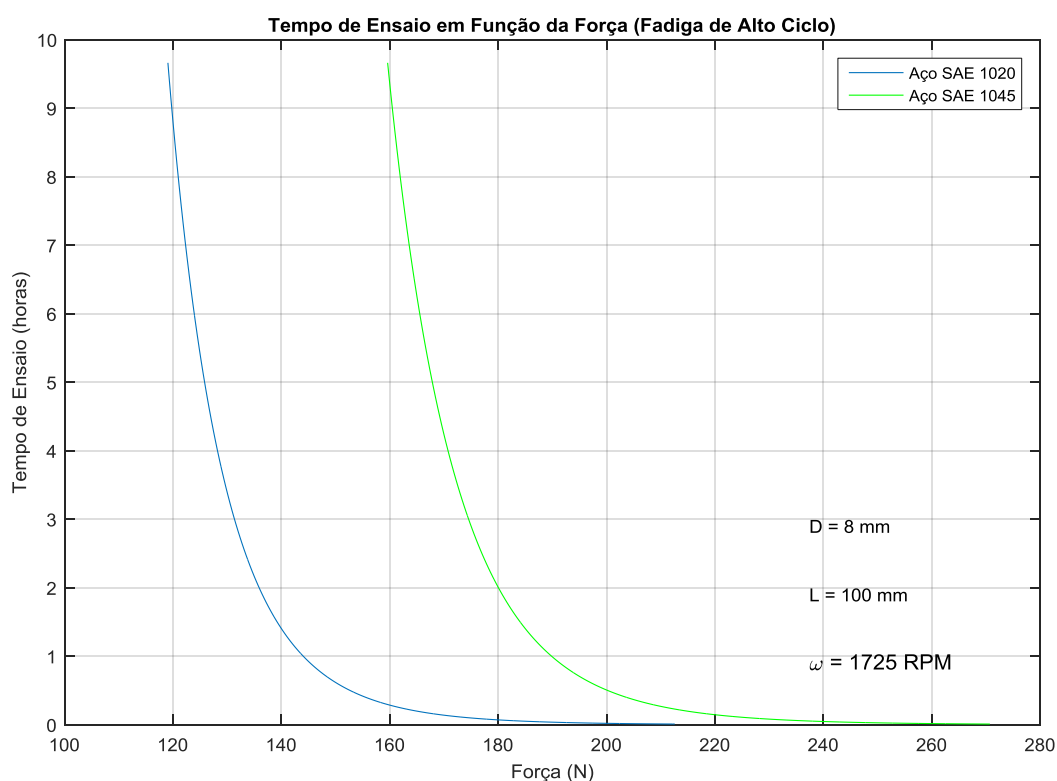


Figura 31 - Duração do ensaio em função do carregamento concentrado (Considerando as dimensões e velocidade angular mostradas no gráfico)

3.1.4 Carregamento transversal

Para a escolha do carregamento transversal a ser usado no projeto da máquina de ensaios, buscou-se o maior valor de força obtido nas análises das possíveis dimensões e materiais a serem utilizados na fabricação dos corpos de prova. Para tal, foram utilizadas a Figura 27 e a Figura 28. O máximo valor obtido com a análise destas figuras é $F = 528,8 \text{ N}$. Este valor de força é necessário para induzir falha a 10^3 ciclos em um corpo de prova fabricado de Aço 1045 com 10 mm de diâmetro e 100 mm de comprimento. Para o dimensionamento dos componentes, o valor **$F = 530 \text{ N}$** foi adotado para o valor do carregamento concentrado por questões de arredondamento.

3.2 - APRESENTAÇÃO DA MÁQUINA

A concepção de um modelo foi feita com base nos conhecimentos adquiridos na revisão bibliográfica e objetivando atender os requisitos apresentados no item anterior (seção 3.1). A apresentação mostrada na presente seção tem como

principal finalidade mostrar os elementos utilizados na concepção da máquina, sendo que o dimensionamento dos componentes a serem utilizados será feita na próxima seção. A Figura 33 mostra imagens do modelo desenvolvido, o qual é apresentado nas próximas subseções deste trabalho.

3.2.1 Fornecimento de rotação

O movimento rotativo necessário é imposto ao CP por meio de um motor elétrico. A velocidade angular e a potência são os principais parâmetros a serem observados na escolha desse componente. Apesar de ser um parâmetro importante, a velocidade angular não é um fator de rejeição de um motor, pois um sistema de transmissão pode alterá-la, fazendo com que o requisito de rotação do corpo de prova seja satisfeito.

3.2.2 Transmissão

A transmissão da rotação do motor para o corpo de prova é feita por meio de um sistema de transmissão que faz uso de um eixo e duas polias de alumínio, movidas por uma correia de seção transversal A. O sistema de transmissão proposto pode ser visto na Figura 32. O movimento de rotação é transmitido da polia movida para o eixo, o qual é solidário à pinça em que o corpo de prova é fixado. O eixo é preso à mesa por meio de dois mancais de rolamento.

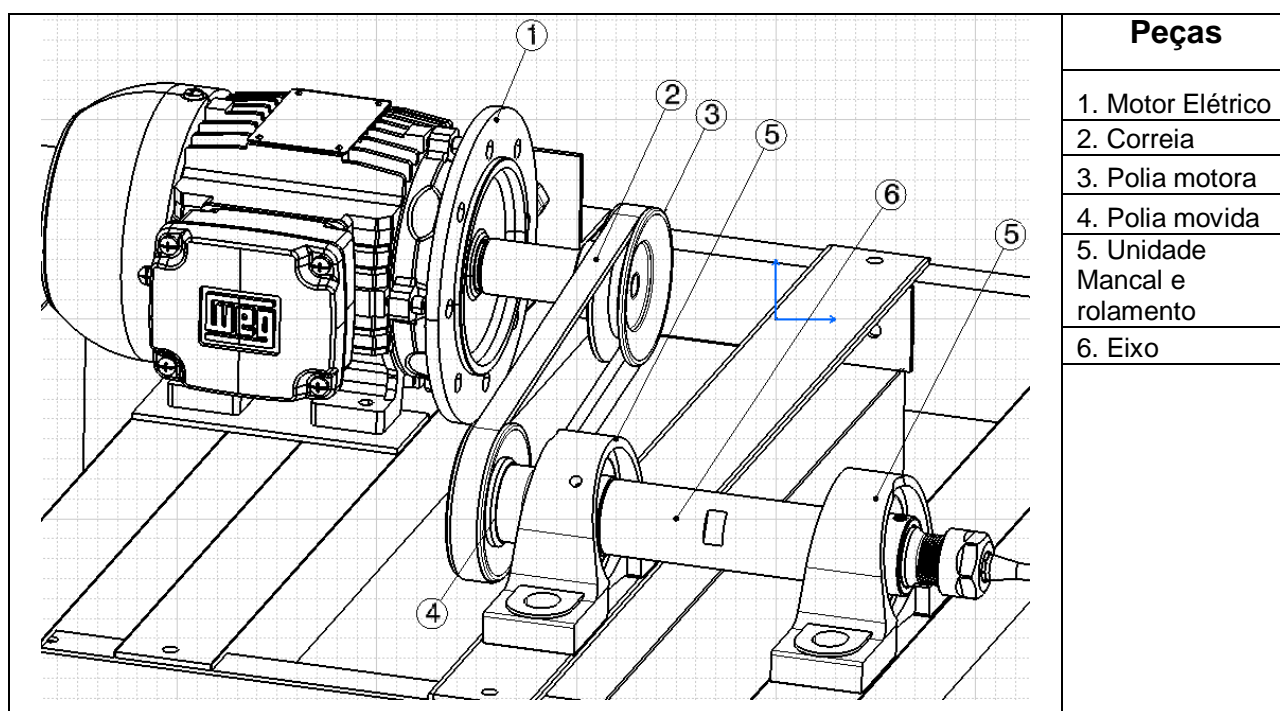


Figura 32 – Detalhes do sistema de transmissão

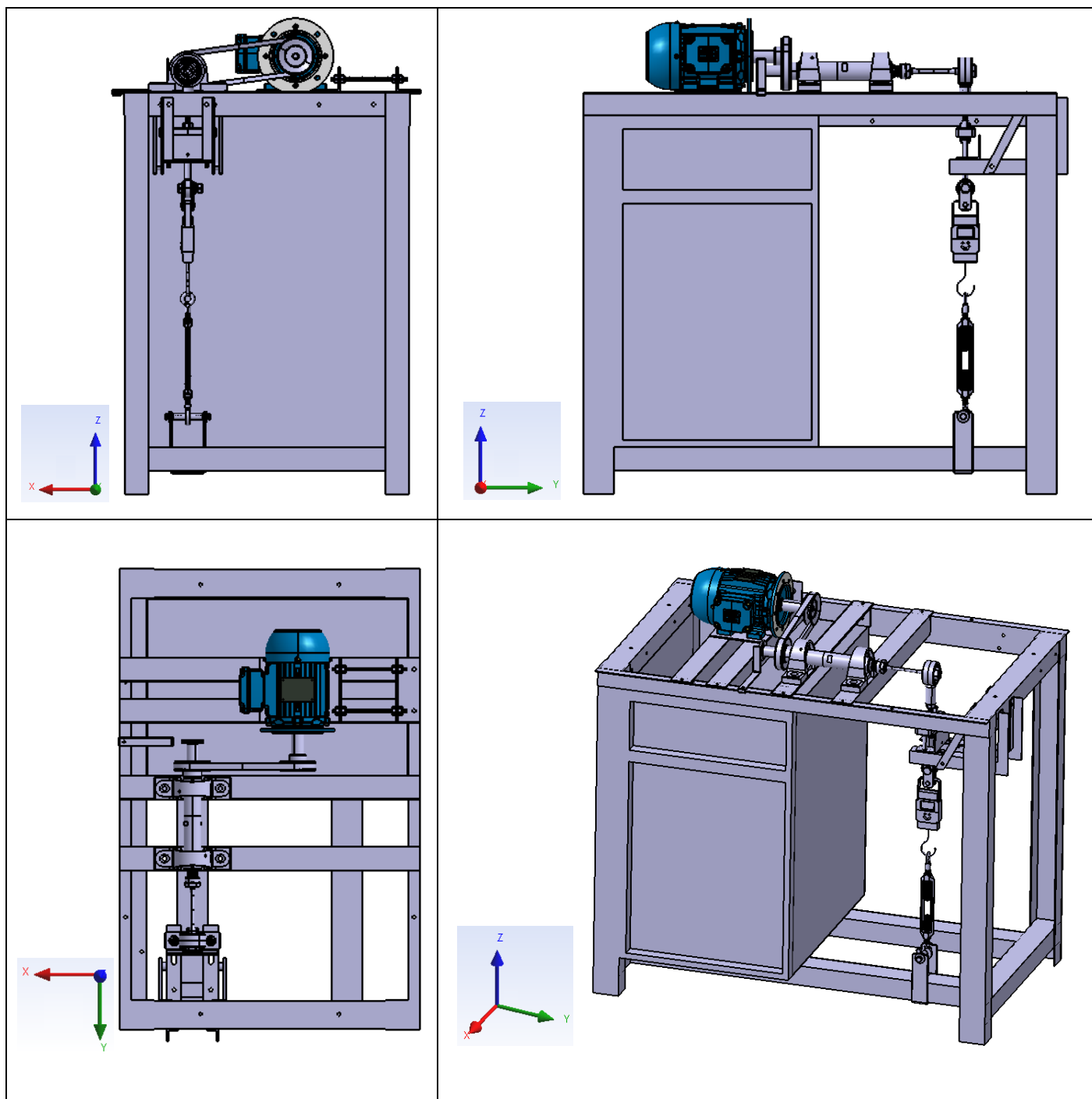


Figura 33 - Modelo CAD da máquina

3.2.3 Fixação do corpo de prova

Conforme especificação da máquina, o corpo de prova deve ser engastado em uma de suas extremidades. A solução encontrada para esse tipo de fixação foi o uso de uma pinça mecânica. A pinça adquirida para o projeto é a pinça ER 20, com furo de 12,70 mm (0,5 in). É possível visualizar o sistema de fixação do CP na Figura 34.

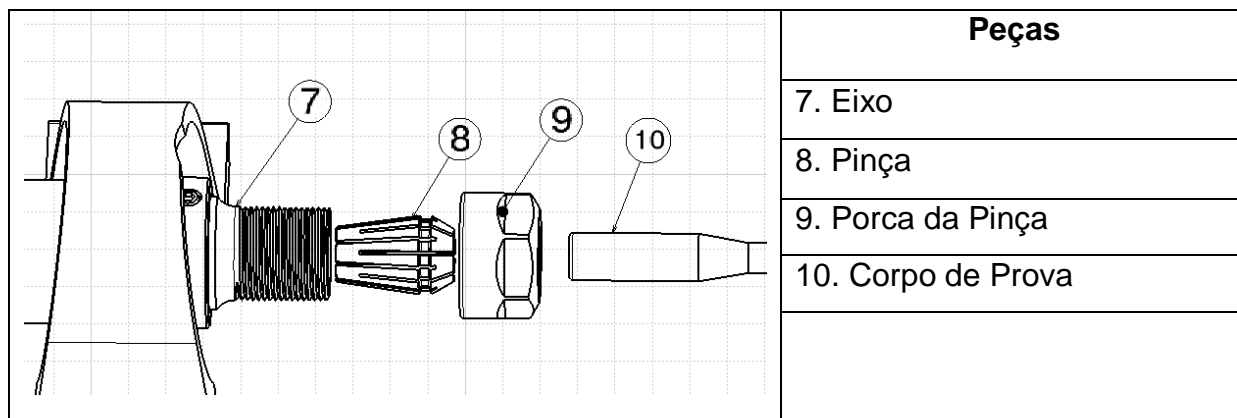


Figura 34 – Detalhes da fixação do CP

3.2.4 Aplicação do carregamento concentrado

Para a aplicação do carregamento concentrado à extremidade livre do CP propõe-se um sistema composto por um esticador, um mancal de rolamento, um dispositivo de transmissão de força, e um dinamômetro para a medição do carregamento. Detalhes desse sistema podem ser vistos na Figura 35. O sistema é montado de modo que o anel interno do rolamento seja solidário corpo de prova, de modo que possa existir um movimento relativo de rotação entre o corpo de prova e os componentes do sistema de aplicação do carregamento. O mancal é conectado ao dinamômetro por meio de uma peça de transmissão de força (item 13 da Figura 35). Uma extremidade do esticador (16) é presa ao dinamômetro e a outra é afixada à mesa da máquina (não mostrada) através da chapa U (18). O carregamento será aplicado ao CP com o giro do corpo do esticador (parte central). Esse giro da parte central do esticador ocasionará alongamento da mola do dinamômetro e consequentemente aplicará um carregamento de magnitude mostrada por esse dispositivo ao corpo de prova. Dessa maneira, a magnitude do carregamento pode ser controlada por meio do giro do esticador.

Um rolamento autocompensador de esferas foi selecionado para o sistema de aplicação do carregamento. A justificativa para o uso deste tipo de rolamento se dá no fato de que, no momento da fratura do CP, o rolamento possibilitará uma variação angular de seu centro, preservando assim a superfície de fratura.

Com a finalidade de evitar problemas de vibração e de deslocamento do corpo do sistema de aplicação do carregamento na direção longitudinal, um sistema de guias (número 12 na Figura 35) foi criado. As duas guias mostradas não parafusadas em um apoio (não mostrado na figura).

3.2.5 Apoio/Dispositivo de segurança

Para evitar a queda dos dispositivos de aplicação do carregamento e também de uma das metades do CP após sua fratura, um dispositivo de segurança foi idealizado. Basicamente a função dessa peça é sustentar o referido conjunto após a fratura do corpo de prova. O dispositivo é mostrado na Figura 36. Um interruptor elétrico é colocado no apoio, de modo que quando o corpo de prova sofre fratura, o interruptor para a contagem do número de ciclos.

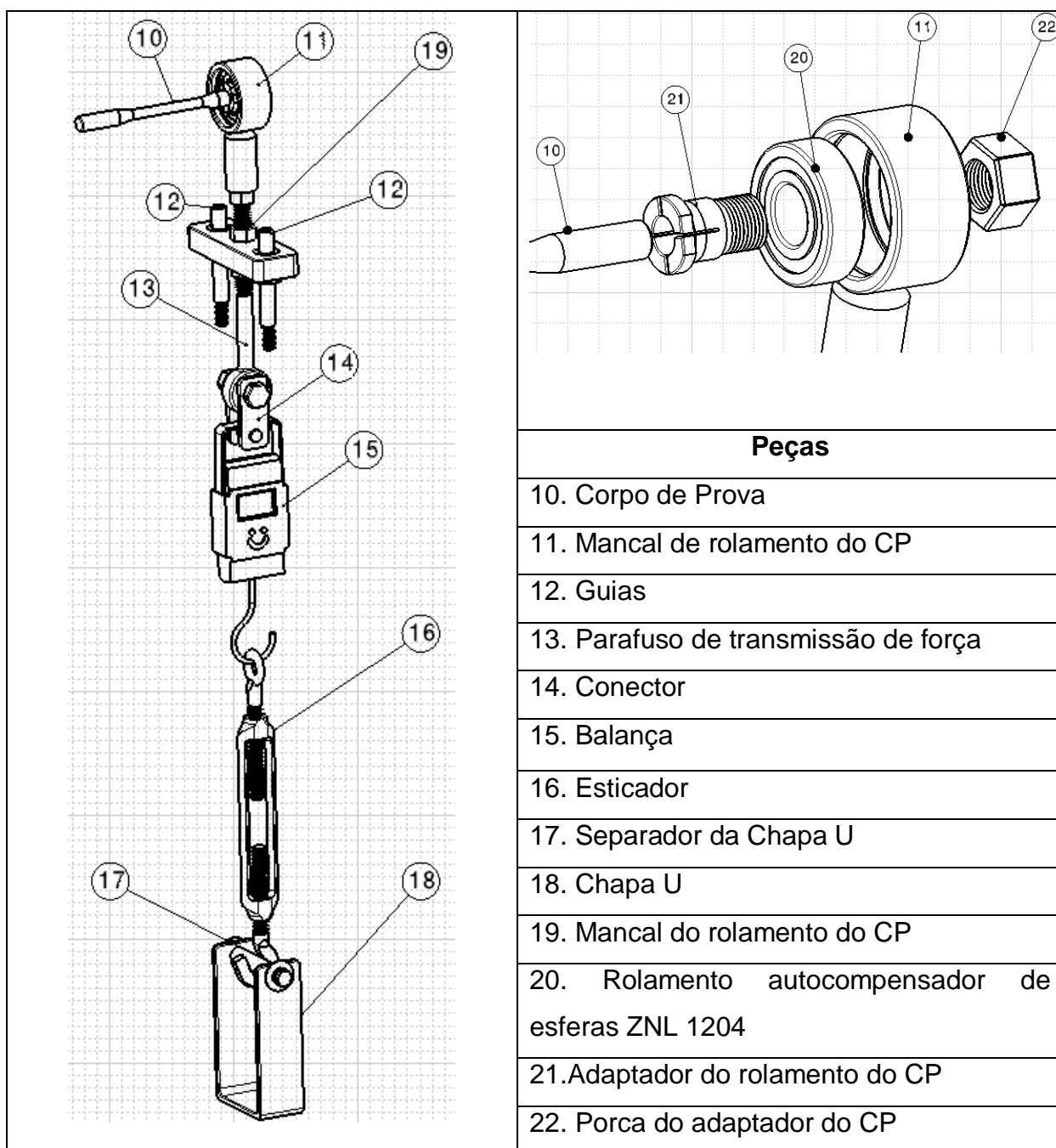


Figura 35 – Detalhes do sistema de aplicação do carregamento concentrado

Um rolamento autocompensador de esferas (item 20 da Figura 35), foi utilizado na intenção de possibilitar o deslocamento angular do corpo de prova no momento da ruptura do CP, de modo a preservar a superfície da fratura.

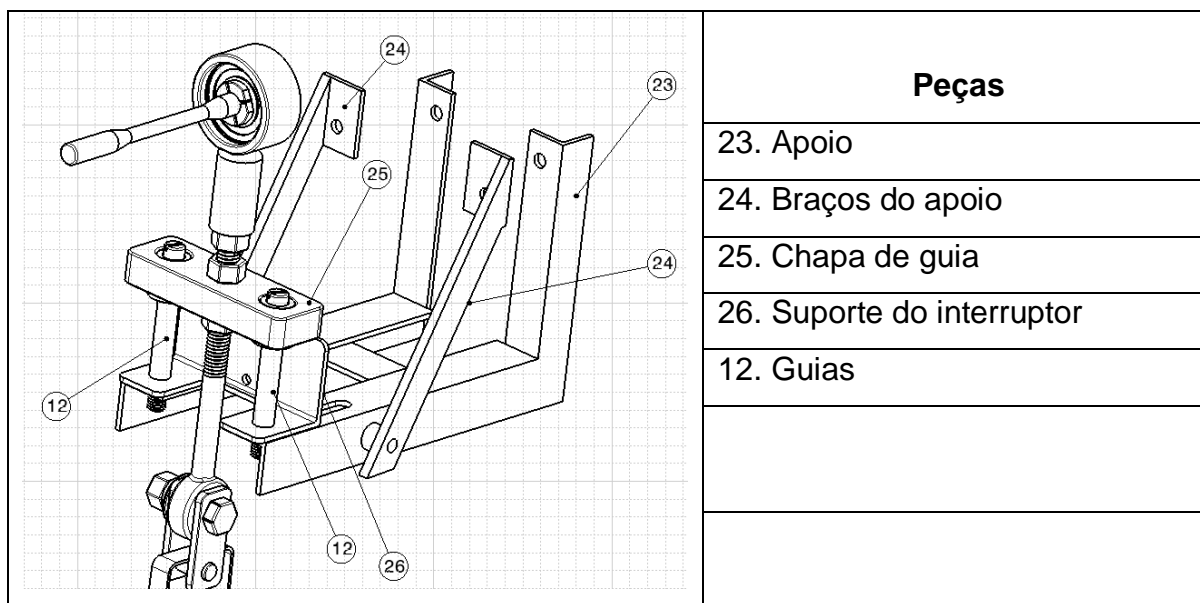


Figura 36 – Detalhes do dispositivo de segurança

3.2.6 Mesa

Os sistemas são montados em uma mesa cedida pela Universidade de Brasília. A mesa usada no projeto pode ser vista na Figura 37. Nessa figura são mostrados os trilhos de fixação do motor elétrico e os furos de fixação dos mancais do eixo.

3.2.7 Tensionamento da Correia

Um sistema de esticador de correia foi projetado para fazer o tensionamento da correia. Tal sistema é mostrado na Figura 38.

3.2.8. Sistema de medição do número de ciclos

O número de ciclos decorrentes do início do ensaio até a fratura do CP é medido por um sistema eletrônico cujos principais componentes são um sensor de infravermelho, um Arduino UNO R3 e um visor LCD 16x2. O sensor de infravermelho é preso à mesa por meio de um suporte, e o número de ciclos é medido por um flange (peça número 12 da Figura 39).

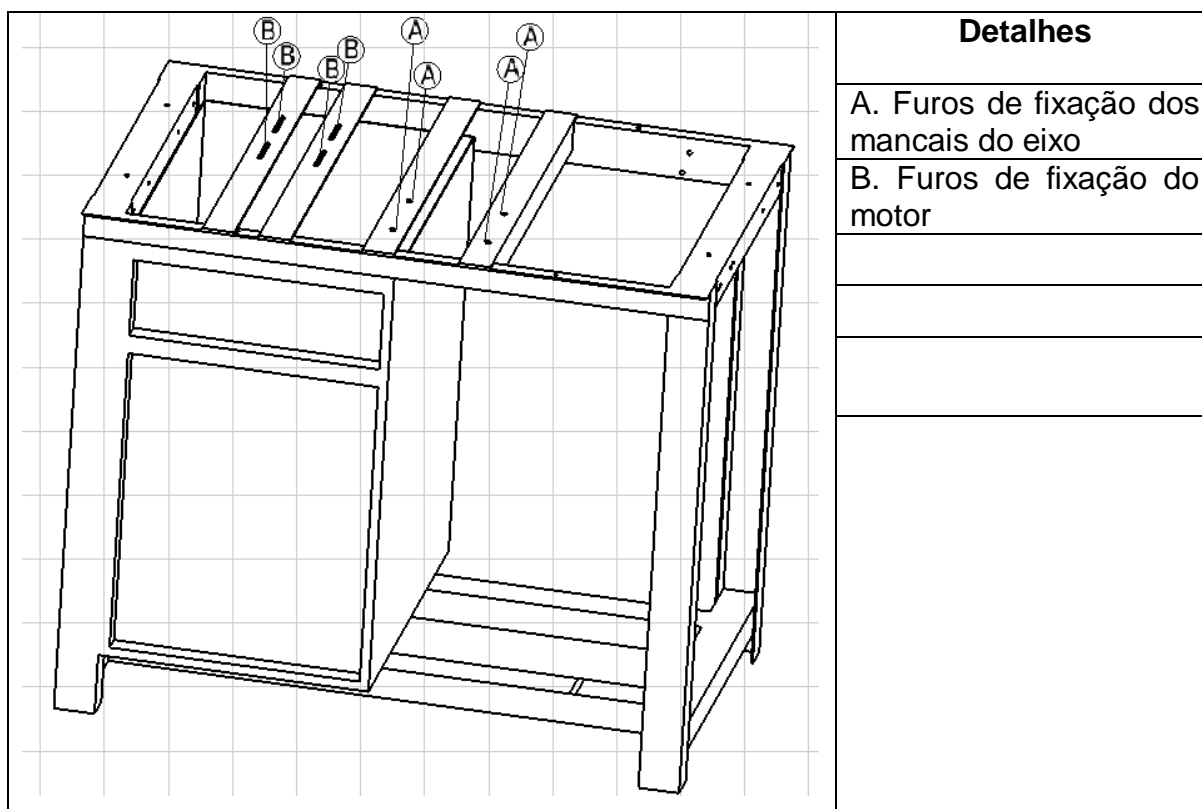


Figura 37 – Desenho da mesa da máquina

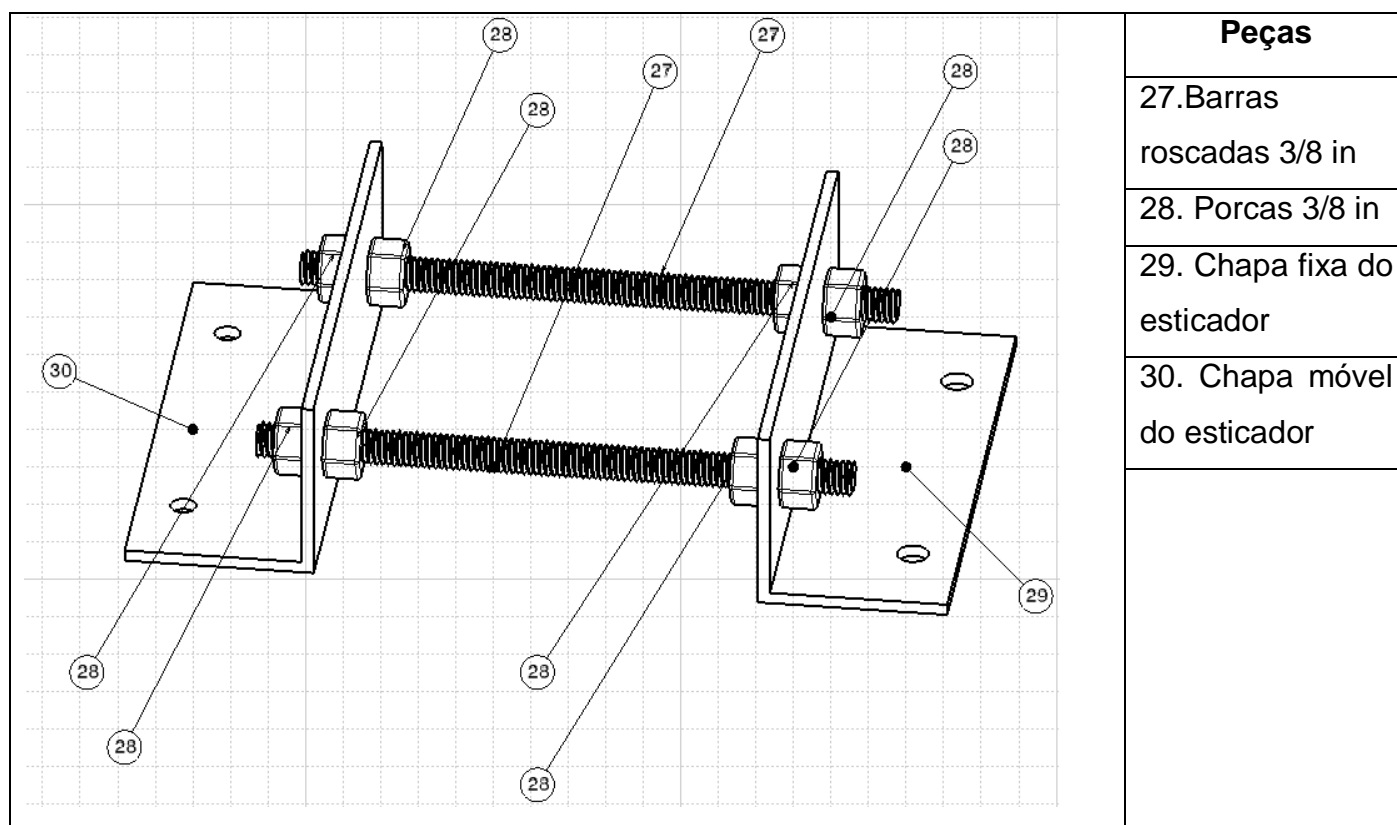


Figura 38 – Elementos do tensionador de correia

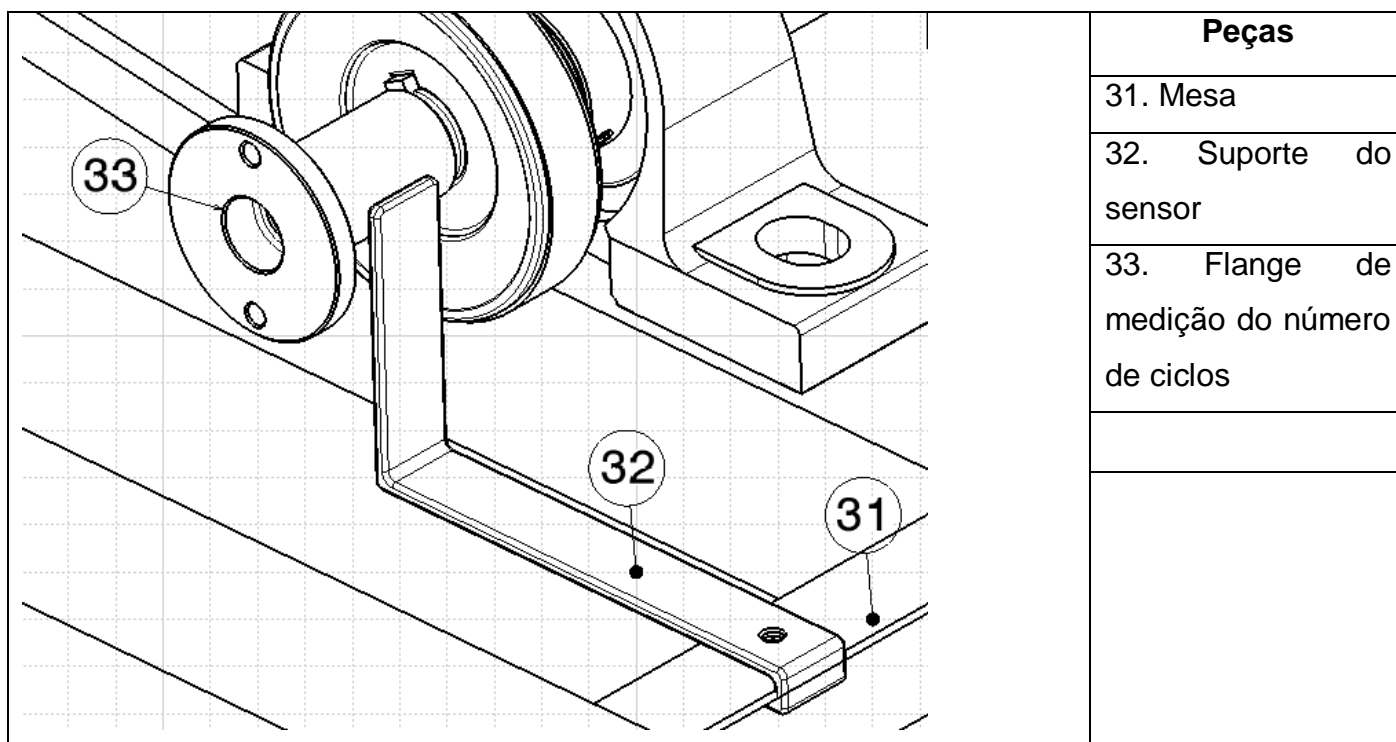


Figura 39 - Alguns elementos do sistema de medição do número de ciclos

3.3.DIMENSIONAMENTO DOS PRINCIPAIS COMPONENTES

3.3.1 Motor Elétrico

O motor elétrico utilizado no projeto foi cedido pela Universidade de Brasília. Informações a respeito do motor são mostradas na Tabela 6.

Tabela 6 - Características do motor elétrico utilizado na máquina de ensaios

Marca	Weg
Modelo	IP55
Alimentação	Trifásico 380 Volts
Carcaça	71
Potência	0,37 kW (0,5 CV)
Conjugado nominal	0,21 kgfm
RPM	1720
Massa aproximada	10 kg

Informações a respeito das dimensões do motor foram obtidas no site do fabricante usando o número da carcaça.

3.3.2 Transmissão por correia

A transmissão de rotação do motor elétrico para o eixo é feita por meio de uma correia em V. A seção da correia foi escolhida com base na potência a ser transmitida. Assume-se que toda a potência do motor será transmitida para o eixo onde o corpo de prova será afixado. Sendo assim, foi escolhida a correia de seção transversal A, a qual é recomendada para potências no intervalo de 0,1865 kW a 7,46 kW (0,25 hp a 10 hp)³. Para esta seção de correia, Shigley et al. (2005) recomenda o diâmetro mínimo de polia acanalada de 76,2 mm (3 in).

O diâmetro da polia motora foi escolhido como sendo **$d_p = 80$ mm**, para satisfazer o critério do diâmetro mínimo igual a 76,2 mm. O diâmetro da polia movida foi escolhido de modo a satisfazer a condição de velocidade do ensaio estabelecida no item 4.1.3 deste trabalho, ou seja **$\omega_2 = 1725$ RPM**. O cálculo deste diâmetro foi feito pela Eq. (42), e obteve-se **$D_p = 80$ mm**.

$$D_p = \frac{\omega_1}{\omega_2} d_p \quad (42)$$

em que d_p é o diâmetro da polia motora, D_p é o diâmetro da polia movida, ω_1 é a velocidade angular da polia motora e ω_2 é a velocidade angular da polia movida.

A circunferência interna da correia (L_i) foi determinada a partir de uma distância de centro a centro (C) inicial escolhida com base na mesa disponível. O valor de L_i foi calculado como se segue:

$$L_i = L_p - L_c \quad (43)$$

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D_p + d_p)}{2} + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C} \quad (44)$$

em que L_p é o comprimento de passo primitivo, L_c é o valor a ser adicionado a circunferência interna da correia para a obtenção do comprimento de passo primitivo (**$L_c = 1,3$ in** para correias de seção transversal A - Shigley et al., 2005), D_p é o diâmetro da polia maior e d_p é o diâmetro da polia menor.

O valor inicial **$C = 230$ mm** foi utilizado. Para este valor inicial, obteve-se **$L_p = 678,3$ mm (26,705 in)**. A correia de canal A com circunferência interna mais próxima do valor calculado é a correia **A26**. Nesta nomenclatura, A representa as dimensões

³ Extraído da Tabela 17-9 página 834, Shigley et al.(2005)

da seção transversal da correia e 26 representa a circunferência interna da correia (em polegadas). Para a correia A26, a nova distância de centro a centro foi calculada por meio da Eq.(45). O valor obtido foi: **C = 221 mm**.

$$C = 0,25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) \right]^2 - 2(D_p - d_p)} \right\} \quad (45)$$

O número de correias necessárias para a transmissão foi calculada por:

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_{adm}} \quad (46)$$

Sendo H_d a potência de projeto, calculada por meio da Eq.(47) e H_{adm} a potência admissível, calculada pela Eq.(48). Caso N_b não seja um número inteiro, arredondar para o próximo inteiro.

$$H_d = k_s n_d H_{nom} \quad (47)$$

A variável k_s representa o fator de serviço e pode ser obtido por meio da tabela 17-15, página 837 Shigley et al.(2005). O valor **$k_s = 1,2$** foi obtido considerando a maquinaria movida uniforme e característica normal de torque. A variável n_d é o fator de projeto, foi escolhido o valor **$n_d = 1$** . H_{nom} é a potência nominal, que para o motor elétrico utilizado é 0,37 kw (**0,4932 hp**).

A potência admissível por correia é calculada por:

$$H_{adm} = k_1 k_2 H_{tab} \quad (48)$$

em que:

- $k_1 = 1,0$ é o fator de correção do ângulo de contato (Tabela 17-13, página 837, Shigley et al. (2005))
- $k_2 = 0,85$ é o fator de correção de comprimento (Tabela 17-14, página 837, Shigley et al. (2005))
- $H_{tab} = 0,78$ hp é a potência tabelada (Tabela 17-12, página 836, Shigley et al. (2005)), obtida por meio de interpolação para a velocidade periférica da correia **V = 1420 ft/min**.

Uma análise das forças atuantes na correia foi feita. Tais forças são mostradas na Figura 40. O principal objetivo desta análise é o estudo da resistência da correia, e a determinação das forças F_1 (força atuante no lado apertado da

correia) e F_2 (força atuante no lado com folga da correia), as quais serão usadas no projeto do eixo (próxima seção).

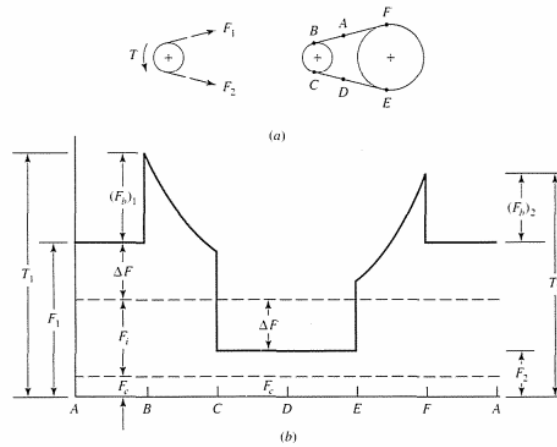


Figura 40 - Forças atuantes em uma correia em V (Shigley et al., 2005)

A força centrífuga atuante na correia depende da sua velocidade periférica e de um fator de correção de força centrífuga (k_{fc}). Foi obtido $k_{fc} = 0,561$ (Tabela 17-16, página 839, Shigley et al. (2005)). A força centrífuga é calculada pela Eq. (49).

$$F_c = k_{fc} \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad (49)$$

A potência é transmitida por correia está baseada na diferença entre as forças F_1 e F_2 . Tal diferença é calculada como mostrado pela Eq. (50).

$$\Delta F = F_1 - F_2 = \frac{63025 H_d / N_b}{\omega_1 (d_p / 2)} \quad (50)$$

em que ω_1 é a velocidade angular do motor, dada em rotações por minuto.

A força F_1 é calculada por:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f_r \phi)}{\exp(f_r \phi) - 1} \quad (51)$$

em que f_r é o coeficiente de fricção entre a correia e a polia (adotou-se $f_r = 0,5123$), e ϕ é o ângulo de contato calculado por:

$$\phi = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D_p + d_p}{2C} \right) \quad (52)$$

A força F_2 é obtida a partir da diferença ΔF , como mostrado em seguida:

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad (53)$$

Com o uso de F_1 , F_2 e F_c , é possível calcular a força inicial na correia (F_i):

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad (54)$$

O fator de segurança da transmissão pode ser calculado por:

$$n_{fs} = \frac{H_{adm} N_b}{H_{nom} K_s} \quad (55)$$

A flexão induz tensões flexionais na correia. As forças que causam tais tensões são calculadas na polia motora pela Eq. (56) e na polia movida pela Eq.(57), em que k_{bc} é um parâmetro que depende da seção transversal da correia e pode ser obtido da Tabela 17-16, página 839, Shigley et al.(2005). Essas forças são adicionadas à força F_1 , como mostrado nas Eq. (58) e (59).

$$F_{b1} = \frac{k_{bc}}{d_p} \quad (56)$$

$$F_{b2} = \frac{k_{bc}}{D_p} \quad (57)$$

$$T_1 = F_1 + F_{b1} \quad (58)$$

$$T_2 = F_1 + F_{b2} \quad (59)$$

De posse das forças T_1 e T_2 , é possível calcular o número de passagens da correia (N_p) por meio da Eq. (60):

$$N_p = \left[\left(\frac{k}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{k}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad (60)$$

em que k e b são constantes obtidas na Tabela 17-17, página 839, Shigley et al.(2005). Para a correia de seção A, $k = 674$ e $b = 11,089$ para uma vida entre 10^8 e 10^9 picos de força. Caso o valor de N_p exceda 10^9 , os valores de k e b não são válidos e a vida é reportada como maior que 10^9 passagens.

O tempo de vida da correia é calculado em horas, por:

$$t = \frac{N_p L_p}{720V} \quad (61)$$

Uma síntese da transmissão por correias é mostrado em seguida:

• Correia:	A26
• Diâmetro da polia motora:	$d_p = 80 \text{ mm}$
• Diâmetro da polia movida:	$D_p = 80 \text{ mm}$
• Comprimento de passo primitivo:	$L_p = 693,42 \text{ mm (27,3 in)}$
• Distância de centro a centro:	$C = 221 \text{ mm (8,70 in)}$
• Velocidade periférica da correia:	$V = 7,24 \text{ m/s (1420 ft/min)}$
• Potência admissível:	$H_{adm} = 0,495 \text{ kW (0,663 hp)}$
• Potência de projeto:	$H_d = 0,441 \text{ kW (0,592 hp)}$
• Número de correias necessárias:	$N_b = 1$
• Força centrífuga atuante na correia:	$F_c = 5,02 \text{ N (1,13 lbf)}$
• Diferença de força:	$\Delta F = 61,4 \text{ N (13,8 lbf)}$
• Força no lado apertado:	$F_1 = 81,4 \text{ N (18,3 lbf)}$
• Força no lado com folga:	$F_2 = 20,3 \text{ N (4,57 lbf)}$
• Ângulo de contato:	$\phi = \pi \text{ rad (180}^\circ\text{)}$
• Força inicial na correia:	$F_i = 45,8 \text{ N (10,3 lbf)}$
• Fator de segurança:	$n_{fs} = 1,12$
• Força total na passagem pela polia motora:	$T_1 = 392 \text{ N (88,2 lbf)}$
• Força total na passagem pela polia movida:	$T_2 = 392 \text{ N (88,2 lbf)}$
• Número de passagens:	$N_p > 10^9 \text{ passagens}$
• Tempo de vida:	$t > 26700 \text{ horas}$

3.3.3 Projeto do Eixo

Esta seção do trabalho visa apresentar a metodologia adotada no projeto do eixo da máquina. Inicialmente, calculou-se as reações de apoio através do equilíbrio do eixo. Posteriormente, construiu-se os diagramas de esforço cortante e de momento fletor usando métodos de integração. De posse desses diagramas de esforços, foi feito o cálculo dos diâmetros do eixo considerando falhas estáticas. Para tal, o critério de von Mises foi utilizado. Em seguida, o dimensionamento foi feito considerando falha por fadiga. Nesta etapa, os diâmetros foram calculados visando a vida infinita do eixo.

O material escolhido para o projeto do eixo foi o Aço SAE 1020, devido à sua facilidade de compra, à sua usinabilidade. As propriedades mecânicas utilizadas no projeto do eixo estão listadas na Tabela 7.

Tabela 7 - Propriedades mecânicas do material utilizado na fabricação do eixo

Material	S_{ut} (MPa) ⁴	S_y (MPa) ⁴	f ⁵	S_e (MPa)
Aço SAE 1020 (Laminado a quente)	380	210	0.90	191,52

Para o projeto do eixo, considerou-se os pontos de possível falha, ou seja, pontos onde a solicitação é máxima ou pontos de descontinuidade da peça, o que ocasiona concentração de tensão. Os pontos estudados podem ser vistos na Figura 41.

A Figura 42 e a Figura 43 mostram as forças atuantes no eixo, bem como as reações de apoio nos mancais (pontos **C** e **G**). As forças aplicadas no ponto **A** em ambos os planos, são oriundas da correia e foram calculadas pela rotina em Matlab "*Transmissao.m*", usando a metodologia descrita na seção anterior. A força de 530 N e o momento fletor de 53 N.m aplicados no ponto **I**, são provenientes do carregamento concentrado aplicado no Corpo de Prova. Para o cálculo do momento fletor, admitiu-se que a força $F = 530$ N é aplicada a uma distância de 100 mm do eixo.

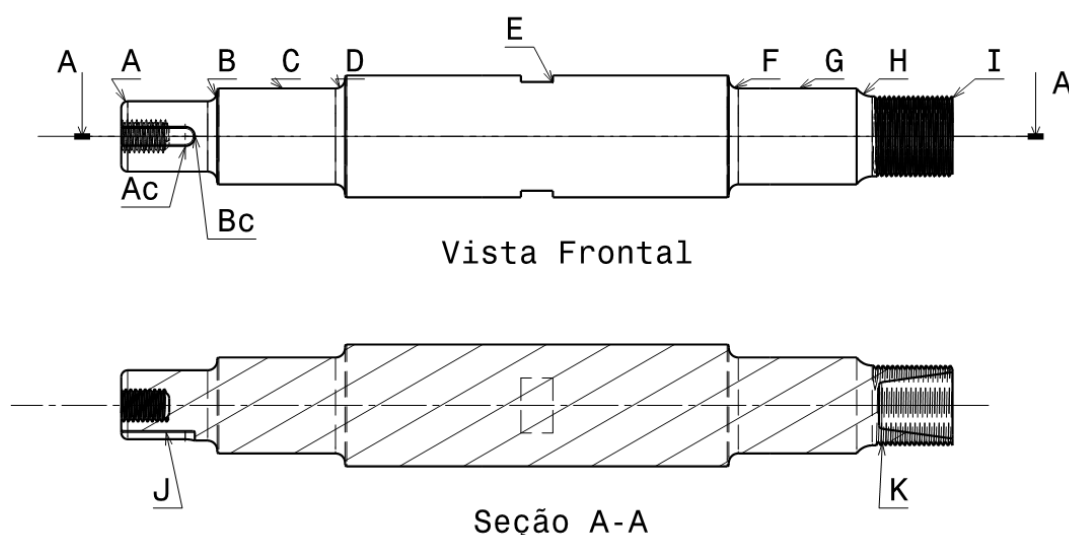


Figura 41 - Pontos de interesse para o projeto do eixo

⁴ Extraído da Tabela A-20 (Shigley et al., 2005)

⁵ Extraído da Figura 24.

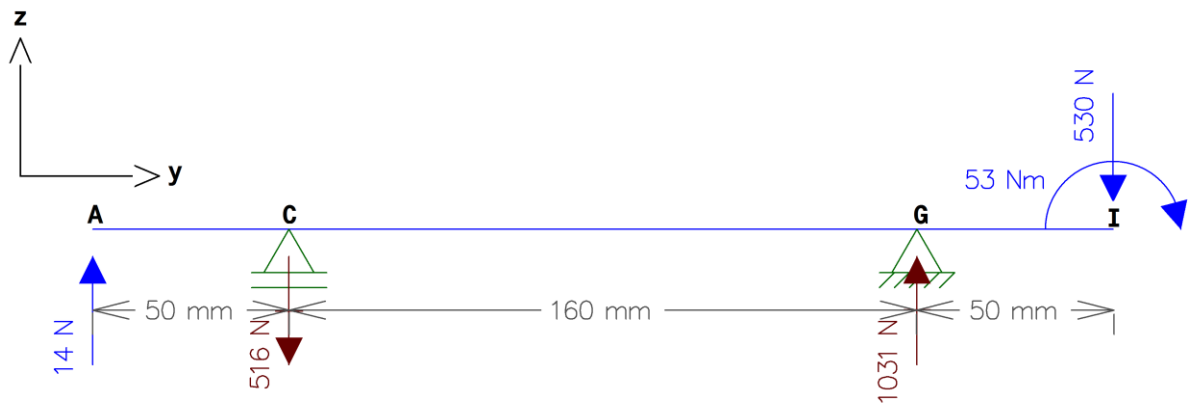


Figura 42 - Forças atuantes no eixo - Plano yz

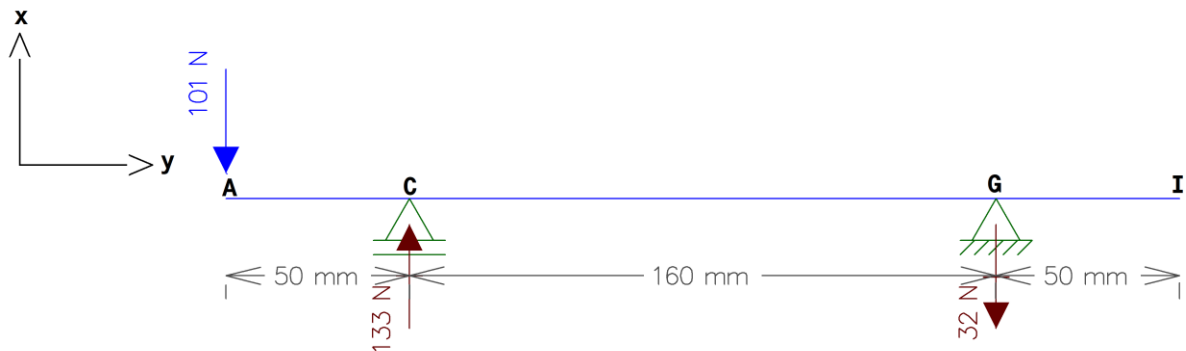


Figura 43 - Forças atuantes no eixo - Plano yx

As reações de apoio, bem como os diagramas de esforço cortante e de momento fletor foram obtidos por meio do uso de uma rotina em Matlab (*Eixo_dimensaoamento.m*). Os valores das reações são mostrados na Figura 44, e os diagramas de esforços são mostrados na Figura 45 e na Figura 46.

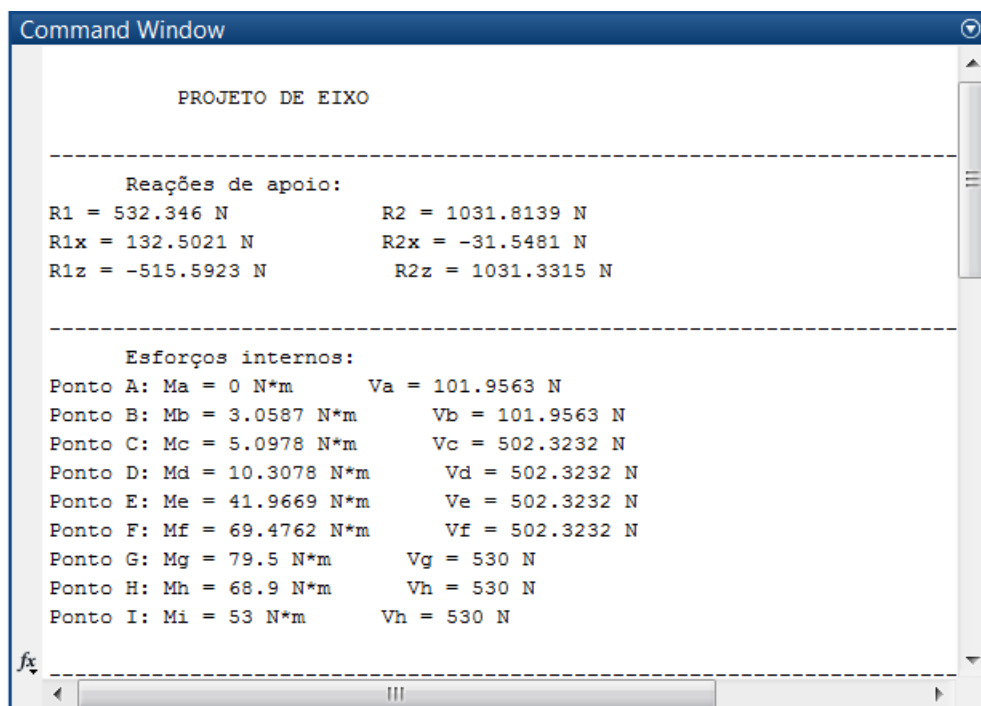


Figura 44 - Reações de apoio e esforços internos nos pontos estudados.
R1 é a reação no ponto C e *R2* é a reação no ponto G

Para o dimensionamento do eixo, utilizou-se o momento fletor resultante e o esforço cortante resultante. Os valores resultantes foram obtidos pelas Eq. (62) e (63).

$$M_r = \sqrt{M_{yz}^2 + M_{yx}^2} \quad (62)$$

$$V_r = \sqrt{V_{yz}^2 + V_{yx}^2} \quad (63)$$

em que: M_r é o momento fletor resultante, M_{yz} é o momento fletor no plano yz, M_{yx} é o momento fletor no plano yx, V_r é o esforço cortante resultante, V_{yz} é o esforço cortante no plano yz e V_{yx} é o esforço cortante no plano yx.

Um gráfico do esforço cortante resultante é mostrado na Figura 47, e um gráfico do momento fletor resultante é mostrado na Figura 48.

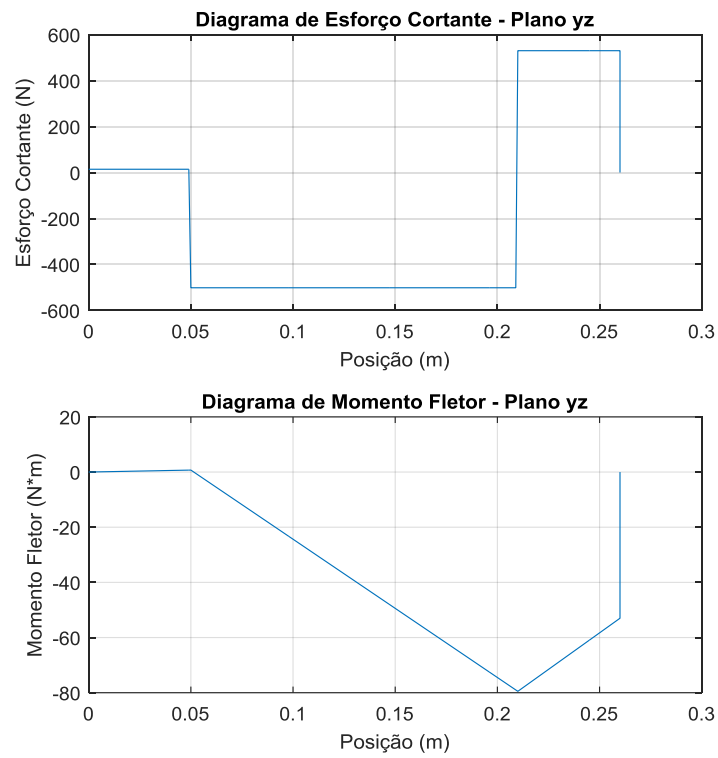


Figura 45 - Diagramas de esforços internos do eixo - Plano yz

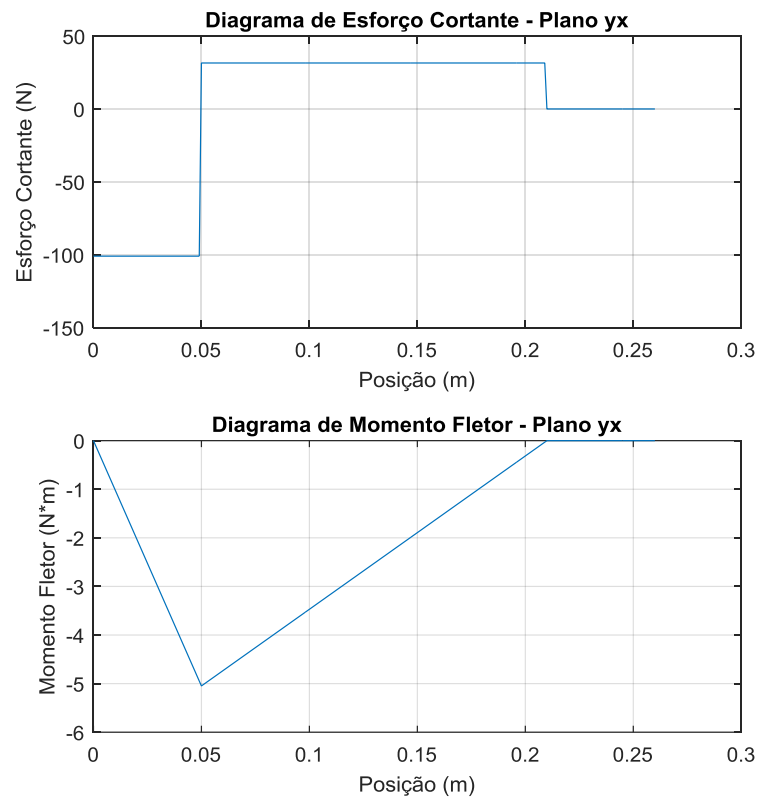


Figura 46 - Diagramas de esforços internos do eixo - Plano yx

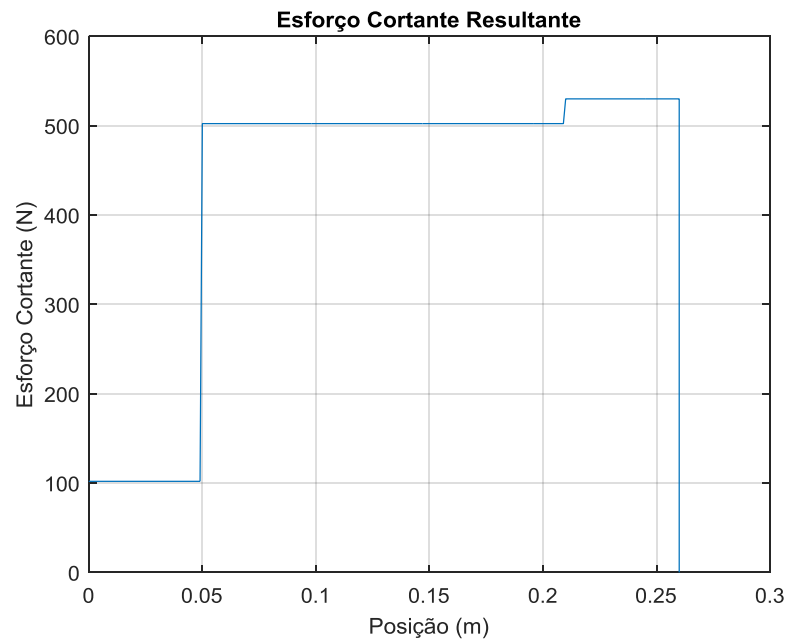


Figura 47 - Gráfico do esforço cortante resultante

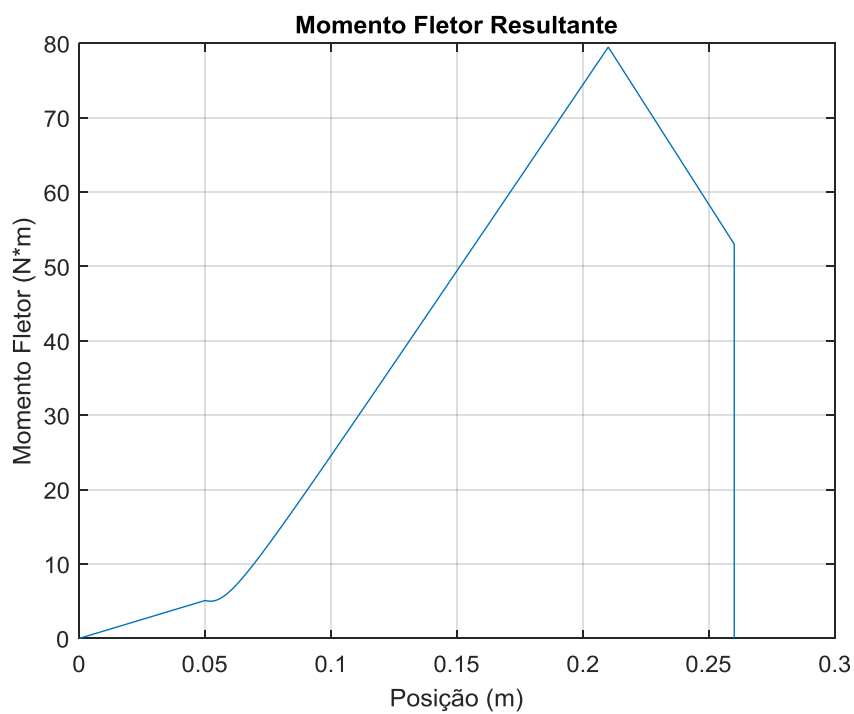


Figura 48 - Gráfico do momento fletor resultante

A seguir, é mostrado a justificativa para a dimensão de cada seção do eixo.

- Seção HI: Essa seção consiste em uma rosca M 25x1,25. O fator determinante para a escolha dessa medida de rosca foi a porca usada para apertar a pinça

que prende o corpo de prova ao eixo. Trata-se de uma porca específica para a pinça utilizada.

- Seções FH e BD: Essas seções constituem as bases dos rolamentos dos eixos. O projeto estático usando o critério de von Mises retornou um diâmetro mínimo de 20 mm, enquanto que o projeto de fadiga para vida infinita retornou um valor mínimo de 25 mm. Ambas as análises foram feitas considerando um fator de segurança igual a 2 visando possíveis diferenças nas propriedades de resistência do material utilizado na fabricação e dos valores teóricos utilizados no projeto. Para facilitar a montagem e garantir que a rosca da seção HI não fosse danificada, optou-se por um rolamento cujo diâmetro interno fosse maior que 25 mm. O próximo diâmetro de rolamento encontrado nas lojas da região foi 30 mm. Portanto, escolheu-se um rolamento de 30 mm de diâmetro interno. As tolerâncias dessas medidas foram estabelecidas com base em recomendações do fabricante do rolamento adquirido, o qual sugere um ajuste do tipo H6k5.
- Seção DF: O diâmetro desta seção precisa ser necessariamente maior que o diâmetro dos rolamentos para garantir um limitador do deslocamento do eixo na direção longitudinal. O diâmetro comercial que garantiu a fabricação de um raio de adelgaçamento satisfatório foi 38,1 mm (1,5 in).
- Seção AB: Essa seção foi determinada pela polia adquirida. Foi escolhido o diâmetro de 22 mm. Dimensões maiores que esta poderia comprometer a resistência da polia utilizada para a transmissão do torque.
- Furo KI: As dimensões de tal furo foram determinadas com base da pinça que faz o engastamento do Corpo de Prova ao eixo.
- Furo AJ: O diâmetro do furo AJ foi escolhido com base nas ferramentas disponíveis para a fabricação da rosca no laboratório da universidade. Escolheu-se a rosca M10x1,5 dentre as opções disponíveis. Diâmetros maiores que esse valor podem comprometer a resistência do eixo.
- Rasgo de chaveta ABc: De acordo com Pilkey (2008), a razão largura da chaveta por diâmetro do eixo apresenta um valor médio de 0,25. Sendo assim para o caso do eixo em questão, uma largura de chaveta de 5,5 mm é aconselhável. Com base nessa sugestão o valor de 6 mm foi escolhido para a largura do rasgo de chaveta por questões de fabricação do rasgo e da chaveta. A profundidade do rasgo foi escolhida como metade da altura, ou seja 3 mm.

- Chanfro E: Um chanfro precisou ser feito no eixo para que o aperto e afrouxamento da porca que segura a pinça do engastamento do CP fosse possível. As dimensões do chanfro foram determinadas com base na chave disponível no laboratório e na fresa utilizada para a fabricação do chanfro. Buscou-se remover menos material possível para não diminuir a resistência do eixo consideravelmente.
- Raios de adelgaçamento: A razão $r_f/d = 0,1$ foi utilizada para garantir uma pequena concentração de tensão (ver Figura 7). Para essa razão, obteve-se um raio de 3 mm para os raios de filete nos pontos D e F. Para o raio de filete no ponto B, utilizou-se $r_f = 3$ mm por questões de fabricação (uma única ferramenta foi utilizada para a fabricação dos raios de filete em B, D e F). O raio de filete no ponto H foi escolhido igual a 6 mm para garantir uma menor concentração de tensão, uma vez que tal ponto é um provável ponto de falha (ver coeficientes de segurança na Tabela 8).

O desenho técnico do eixo encontra-se em anexo a este trabalho. Para as dimensões mostradas, o fator de segurança foi calculado visando a vida infinita do eixo para cada ponto de interesse mostrado na Figura 41. Os cálculos dos fatores de segurança foram feitos por meio da rotina em Matlab "*Eixo_Analise.m*". Tais valores são mostrados na Tabela 8.

Tabela 8 - Fator de segurança para cada ponto de interesse do eixo

Ponto	Tensão Máxima, S_{max} (MPa)	Limite de Resistência à Fadiga, S_e (MPa)	Fator de Segurança, n
A	0	164,9	-
B	4,315	159,4	36,9
C	1,923	154,2	80,2
D	6,082	154,2	25,3
E	49,92	150,3	3,01
F	40,99	154,2	3,76
G	29,99	154,2	5,14
H	82,53	158,3	1,92
I	107,7	158,3	1,47
J	8,730	164,9	18,9
K	59,56	158,3	2,66
Ac	3,121	159,4	51,1
Bc	11,35	164,9	14,5

O cálculo do fator de segurança (n) foi feito como se segue:

$$n = \frac{S_e}{S_{\max}} \quad (64)$$

em que S_e é o limite de resistência à fadiga, calculado pela Eq. (15) e S_{\max} é a tensão máxima no ponto em estudo, calculada considerando o efeito da concentração de tensão, ou seja:

$$S_{\max} = K_F \sigma_a \quad (65)$$

K_F é o fator de concentração em fadiga, calculado pela Eq. (24) e σ_a é a amplitude de tensão, que para o caso do eixo em estudo, é calculada pela Eq. (33).

Com a finalidade de verificar a validade dos resultados obtidos, uma simulação numérica foi feita usando o *software* de elementos finitos Ansys. Os resultados da simulação mostraram valores próximos dos valores obtidos através das análises teóricas e o fator de segurança se manteve acima da unidade para todos os pontos do eixo. Uma análise do fator de segurança é mostrada na Figura 49. Observa-se desta figura, que o menor fator de segurança foi obtido para o ponto H. O valor obtido foi $n = 1,26$. Para esta análise, o fator de segurança é calculado com base em uma vida em fadiga que depende de propriedades do material. Para o material utilizado, o *software* estimou uma vida de 10^7 ciclos (ver Figura 50).

Os parâmetros utilizados na simulação são mostrados abaixo:

- Tipo de carregamento (*Loading Type*): Amplitude constante, carregamento proporcional, tensão completamente reversa (*Constant Amplitude, proportional loading, fully reversed*).
- Tipo de análise (*Analysis Type*): Vida sob tensão (*Stress Life*)
- Teoria de Tensão Média (*Mean Stress Theory*): Sem correção da tensão média (*None*).
- Fator modificador do limite de resistência à fadiga (*Fatigue Strength Factor*): 0,83. Para esse valor, adotou-se o produto de todos os modificadores do limite de resistência à fadiga (k_a , k_b , k_c , k_d , k_e e k_f) do ponto H do eixo, pois foi constatado através das análises de resistência do eixo, que o ponto H é o ponto mais provável de falha.

Além da análise da vida em fadiga, uma análise modal do eixo foi feita no *software* Ansys com o objetivo de verificar se a frequência de trabalho do eixo não coincide com alguma de suas frequências naturais. Para tal, as dez primeiras frequências naturais do eixo foram obtidas na simulação. Os resultados são mostrados na Figura 51. Observa-se dessa figura, que as seis primeiras frequências são nulas ou muito baixas. Tais frequências são os movimentos de corpo rígido do eixo, uma vez que a simulação foi feita com o eixo livre (sem restrições de movimentos por meio de apoios).

A frequência de trabalho do eixo é calculada por:

$$f = \frac{\omega}{60} [Hz] \quad (66)$$

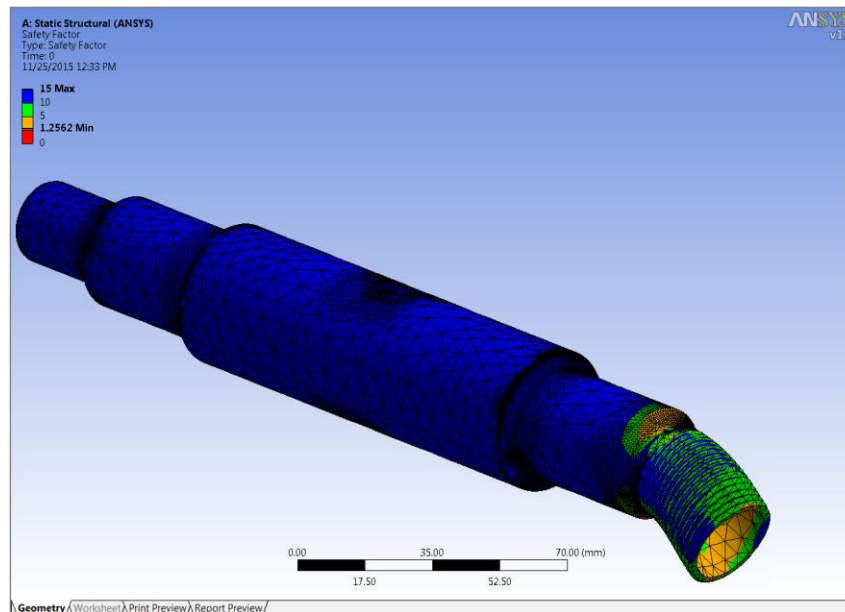


Figura 49 - Análise do fator de segurança do eixo por meio de simulação no *software* Ansys

Obteve-se o valor $f = 28,7 \text{ Hz}$ para a frequência do eixo, valor esse bem abaixo da primeira frequência natural não nula do eixo (3216 Hz), o que significa que o eixo não apresenta problemas de ressonância para o regime de trabalho a que foi projetado.

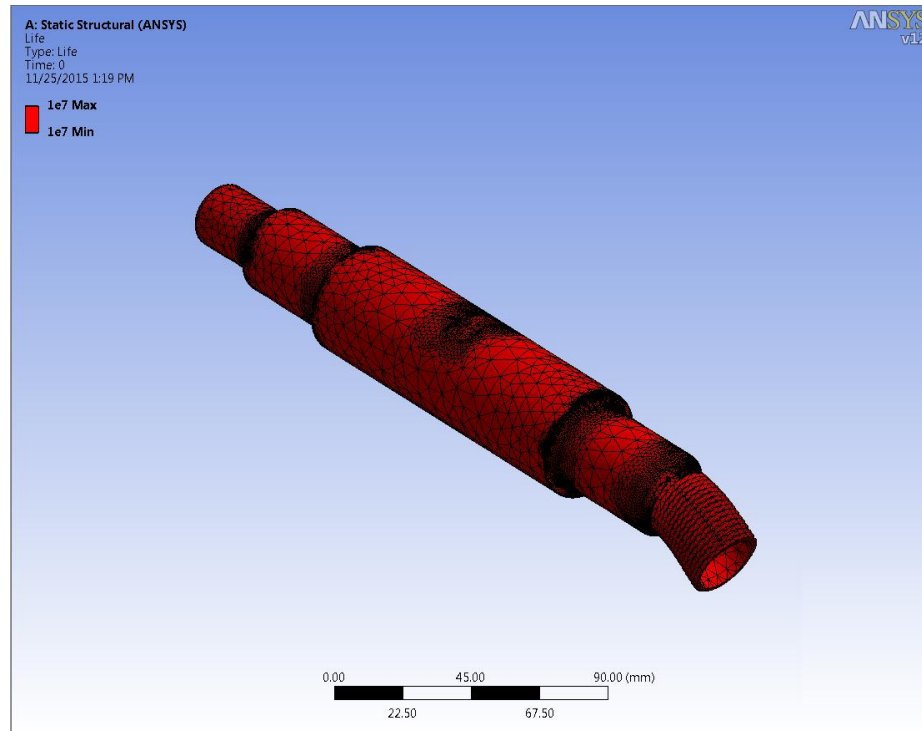


Figura 50 - Análise da vida do eixo por meio de simulação no *software* Ansys

	Mode	<input type="checkbox"/> Frequency [Hz]
1	1.	0.
2	2.	0.
3	3.	0.
4	4.	3.3449e-003
5	5.	5.1024e-003
6	6.	7.3679e-003
7	7.	3216.4
8	8.	3251.
9	9.	6655.2
10	10.	6660.6

Figura 51 - Dez primeiras frequências naturais do eixo obtidas por meio da análise modal do eixo feita no *software* Ansys

4.3.4 Mancais e rolamentos do eixo

O diâmetro interno dos rolamentos do eixo foram determinados durante o projeto do eixo conforme descrito na seção anterior. O diâmetro externo dos rolamentos não é um fator determinante para o projeto, uma vez que os mancais também foram comprados. A escolha do tipo de rolamento a ser empregado levou em consideração a solicitação a que estes serão submetidos durante o funcionamento e também fatores econômicos.

As reações calculadas nos apoios do eixo (ver Figura 44) foram usadas para verificar se os rolamentos que se desejava adquirir eram apropriados ao projeto ou não. Para tal a maior reação de apoio ($R_2 = 1032 \text{ N}$) foi considerada como o carregamento radial no rolamento e foi comparada com a carga estática do rolamento (informação fornecida pelo fabricante).

O conjunto mancal rolamento escolhido foi o UCP206G2, do fabricante SNR. Tal unidade possibilita a compensação de desalinhamento do eixo de $\pm 2^\circ$, como mostrado na Figura 52. A ficha técnica da unidade de rolamento se encontra em anexo a este trabalho (Anexo III).

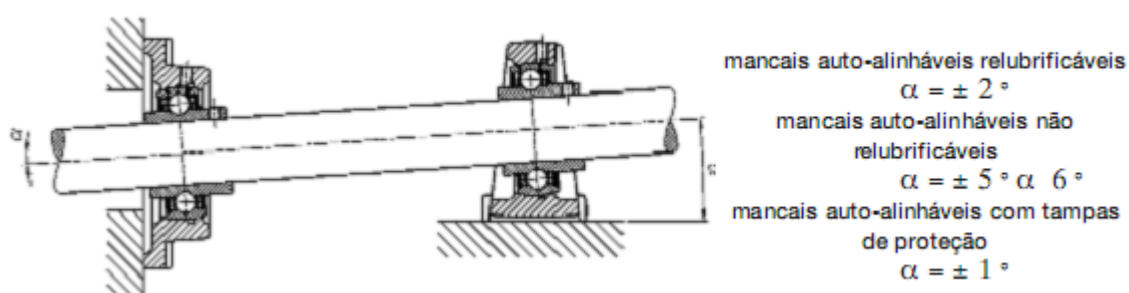


Figura 52 - Grau de desalinhamento permitido para o eixo (Fonte: Mancais autoalinháveis SNR, disponível em: <http://www.romaco.com.br/wp-content/uploads/2011/03/SNR-Mancais-Auto-Alinhaveis.pdf>)

4.3.5 Mesa

A mesa utilizada no projeto foi disponibilizada pela Universidade de Brasília. Tal mesa precisou ser adaptada para satisfazer as exigências do projeto. Antes de se iniciar a adaptação da mesa, a mesma foi analisada com a finalidade de verificar sua aplicabilidade ao projeto.

A primeira análise desenvolvida, foi uma análise modal da mesa, com o objetivo de verificar se a frequência de trabalho do motor e do eixo coincidem com alguma frequência natural da mesa. Para essa análise, as dez primeiras frequências naturais da mesa foram calculadas pelo *software* de elementos finitos Ansys. Tais frequências são mostradas na Figura 53. Observa-se que assim como no caso do eixo, as seis primeiras frequências naturais são nulas ou muito próximas de zero, devido ao fato de que os movimentos de corpo rígido não foram restringidos por reações de apoio.

Com o uso informações fornecidas pela Figura 53, é possível afirmar que a mesa não entrará em ressonância durante os ensaios, uma vez que a frequência das fontes de excitação (motor e eixo) não coincide com nenhuma das frequências naturais da mesa.

	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Frequency [Hz]
1	1.	0.
2	2.	0.
3	3.	0.
4	4.	0.
5	5.	4.6905e-003
6	6.	5.589e-003
7	7.	65.604
8	8.	86.501
9	9.	88.512
10	10.	95.653

Figura 53 - Dez primeiras frequências naturais da mesa obtidas por meio da análise modal feita no *software* Ansys

A Figura 54 mostra o sétimo modo de vibração. Trata-se de vibração de chapa. Os demais modos de vibração também foram analisados com a finalidade de estudar o comportamento da mesa quando excitada naquela determinada frequência.

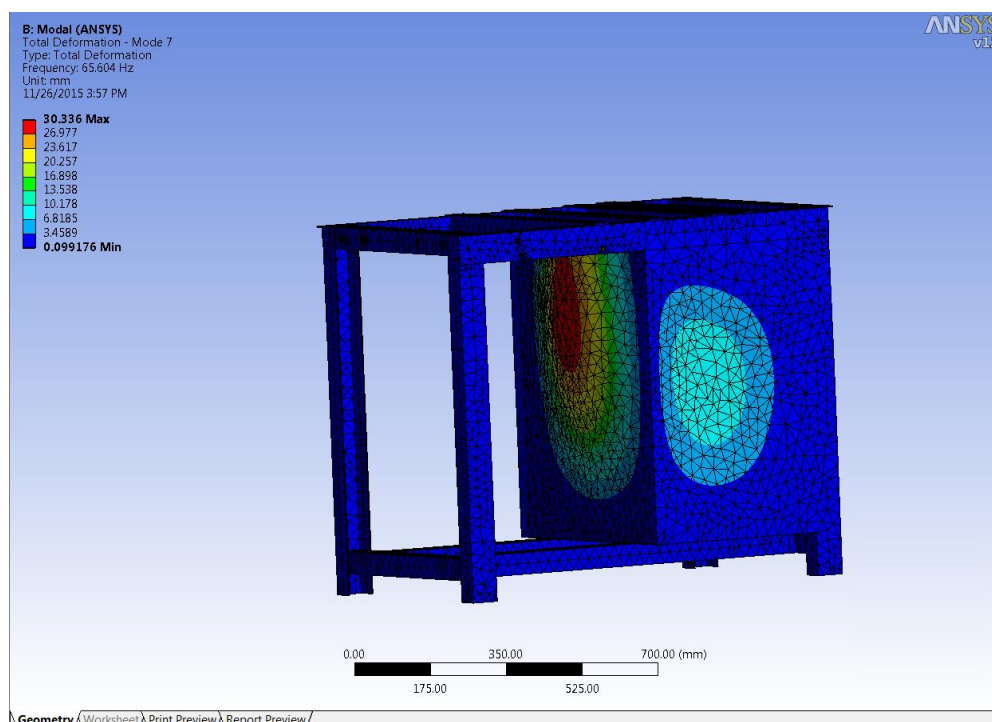


Figura 54 - Primeiro modo de vibração não nulo da mesa

3.4 FABRICAÇÃO

A máquina de ensaios de fadiga foi fabricada no laboratório de usinagem da Faculdade UnB Gama. Exemplos de processos de fabricação utilizados são: torneamento, fresamento, furação, soldagem e corte e dobra de chapas. Algumas etapas do processo de fabricação são mostradas abaixo. Na Figura 55, é possível visualizar o processo de usinagem do rasgo de chave do eixo. A Figura 56 mostra o processo de verificação do raio de adelgaçamento do eixo. Tal medida é importante uma vez que o raio em questão representa um papel muito importante na atenuação do efeito da concentração de tensão naquela região.

Algumas peças fabricadas para a máquina são mostradas na Figura 57.



Figura 55 - Processo de fresamento do rasgo de chave do eixo



Figura 56 - Verificação do raio de adelgaçamento do eixo



Figura 57 - Exemplos de peças fabricadas ou trabalhadas no laboratório da faculdade



Figura 58 - Cantoneiras de sustentação dos mancais e do motor

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 DISPOSITIVO DE ENSAIO DE FADIGA

Após as etapas de projeto e fabricação, obteve-se o dispositivo de ensaio de fadiga, conforme almejado. Alguns ensaios foram executados com a finalidade de verificar a eficiência da máquina de ensaios construída.

O sistema de aplicação do carregamento concentrado funciona de tal modo que a superfície de fratura foi preservada. O interruptor da contagem do número de ciclos, mostrado na Figura 63, mostrou eficiência na parada da contagem quando acionado após a ruptura do CP.



Figura 59 - Máquina de ensaio de fadiga obtida ao final do trabalho



Figura 60 - Vista Superior

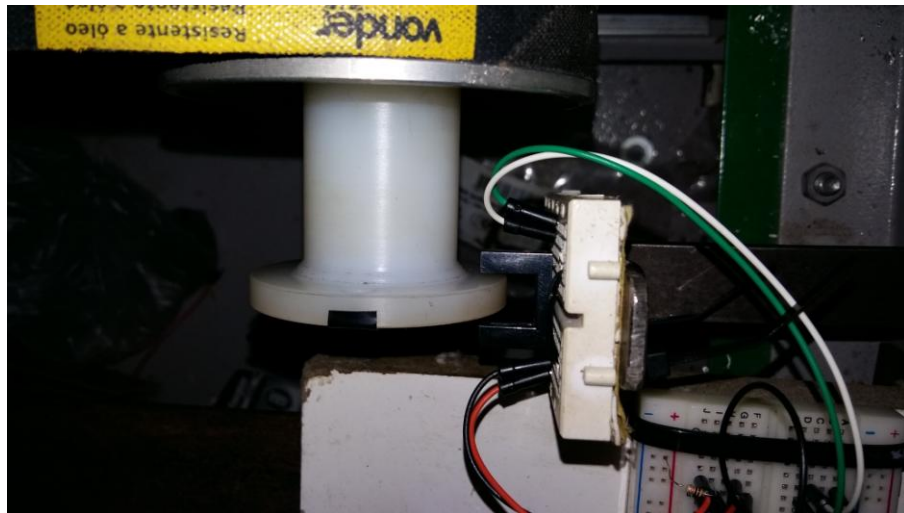


Figura 61 - Sensor de medição do número de ciclos

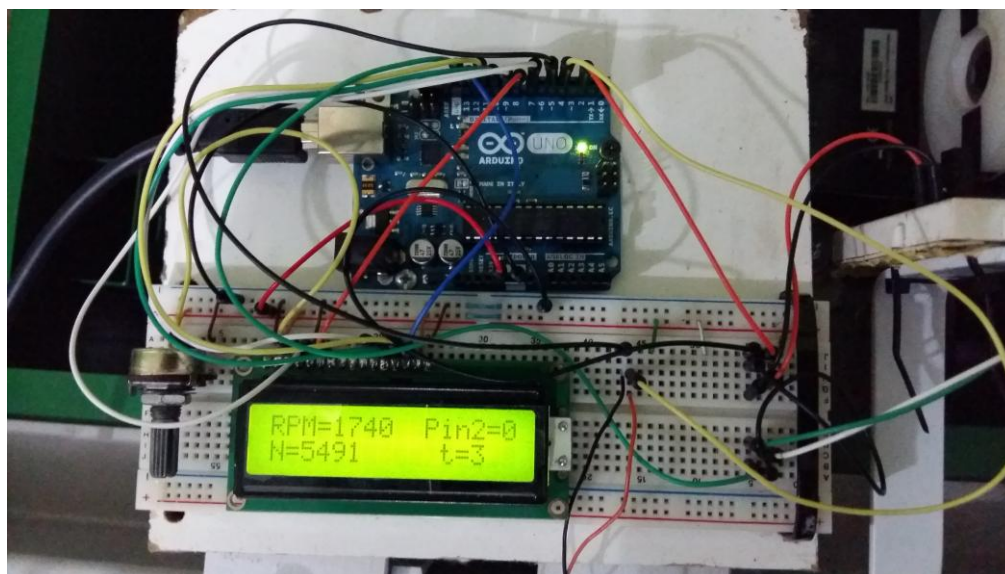


Figura 62 - Sistema de medição do número de ciclos (N)

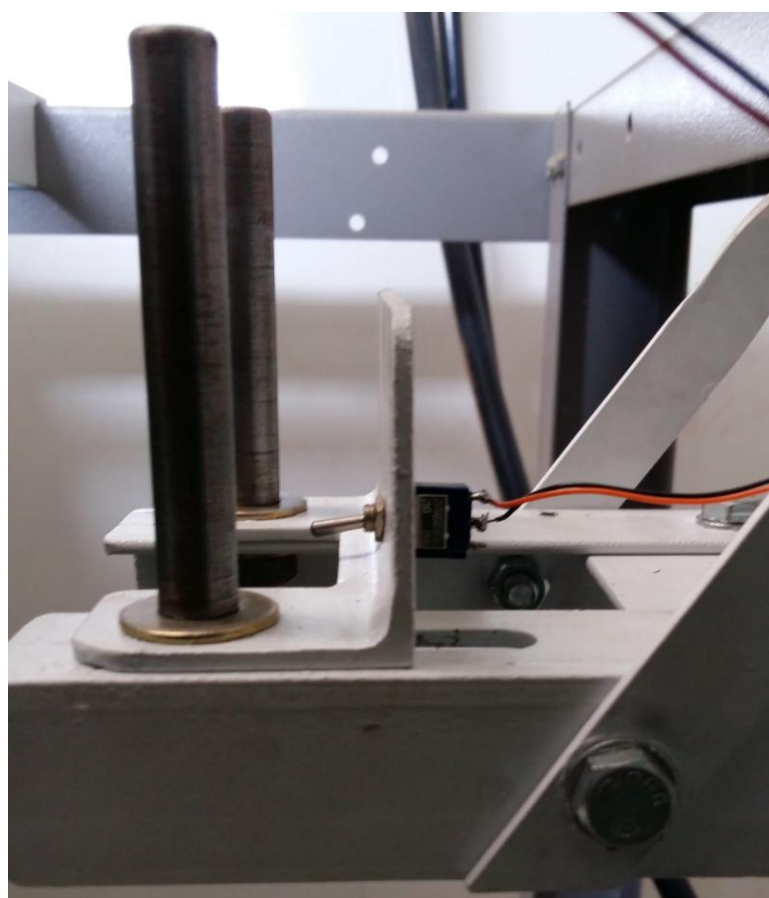


Figura 63 - Interruptor usado para parar a contagem do número de ciclos após a fratura do CP

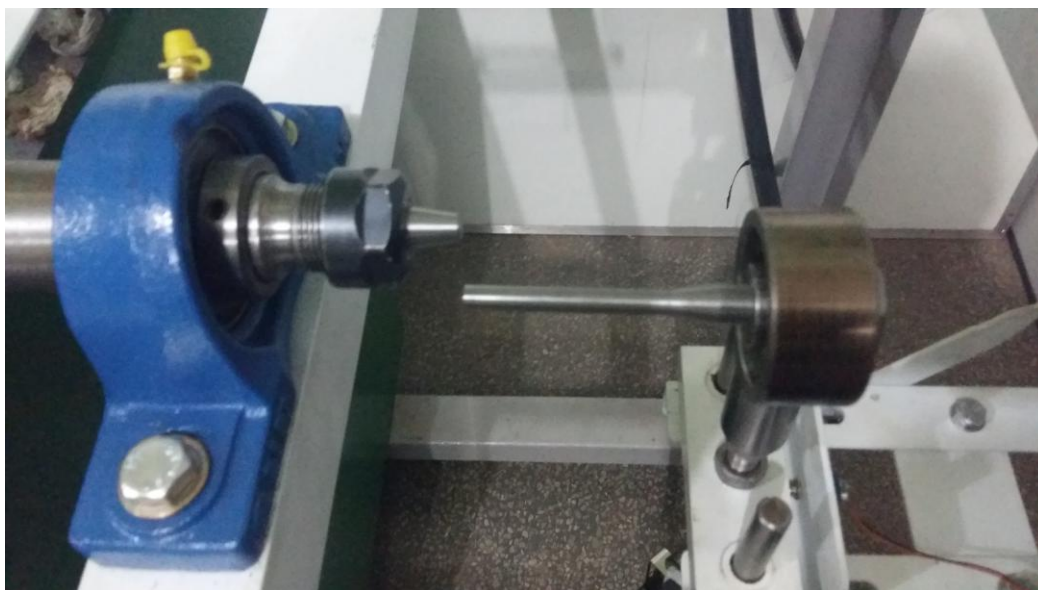


Figura 64 - Corpo de prova sem entalhes após fratura

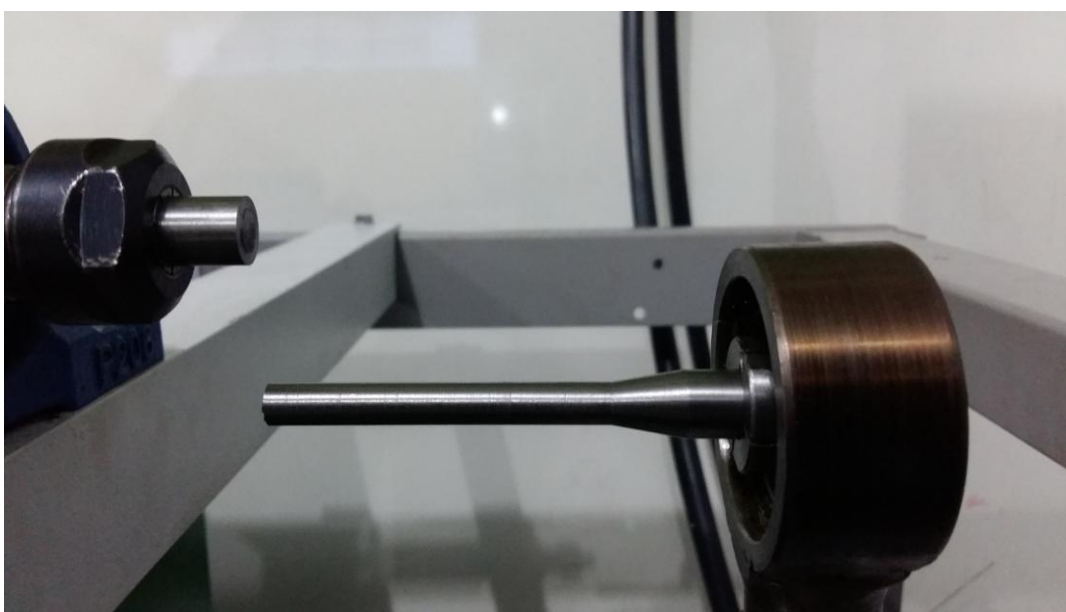


Figura 65 - Corpo de prova com variação no diâmetro sem raio de adelgaçamento após fratura

4.2 ENSAIOS DE VALIDAÇÃO DA MÁQUINA

Cinco ensaios foram realizados com o objetivo de verificar o funcionamento da máquina de ensaios construída. Para isso, apenas um corpo de prova foi fraturado em cada ensaio, sendo que dois materiais foram utilizados na fabricação dos CP's: Aço SAE 1020 e Aço SAE 1045. A justificativa para o uso de dois materiais se dá no fato de que deseja-se verificar a integridade da superfície de fratura de Corpos de Prova fabricados com os dois materiais.

Os ensaios foram nomeados como Ensaio 1, Ensaio 2, Ensaio 3, Ensaio 4 e Ensaio 5. As dimensões dos corpos de prova utilizados em cada ensaio são mostradas na Figura 66. Informações a respeito de cada tipo de ensaio podem ser vistas na Tabela 9.

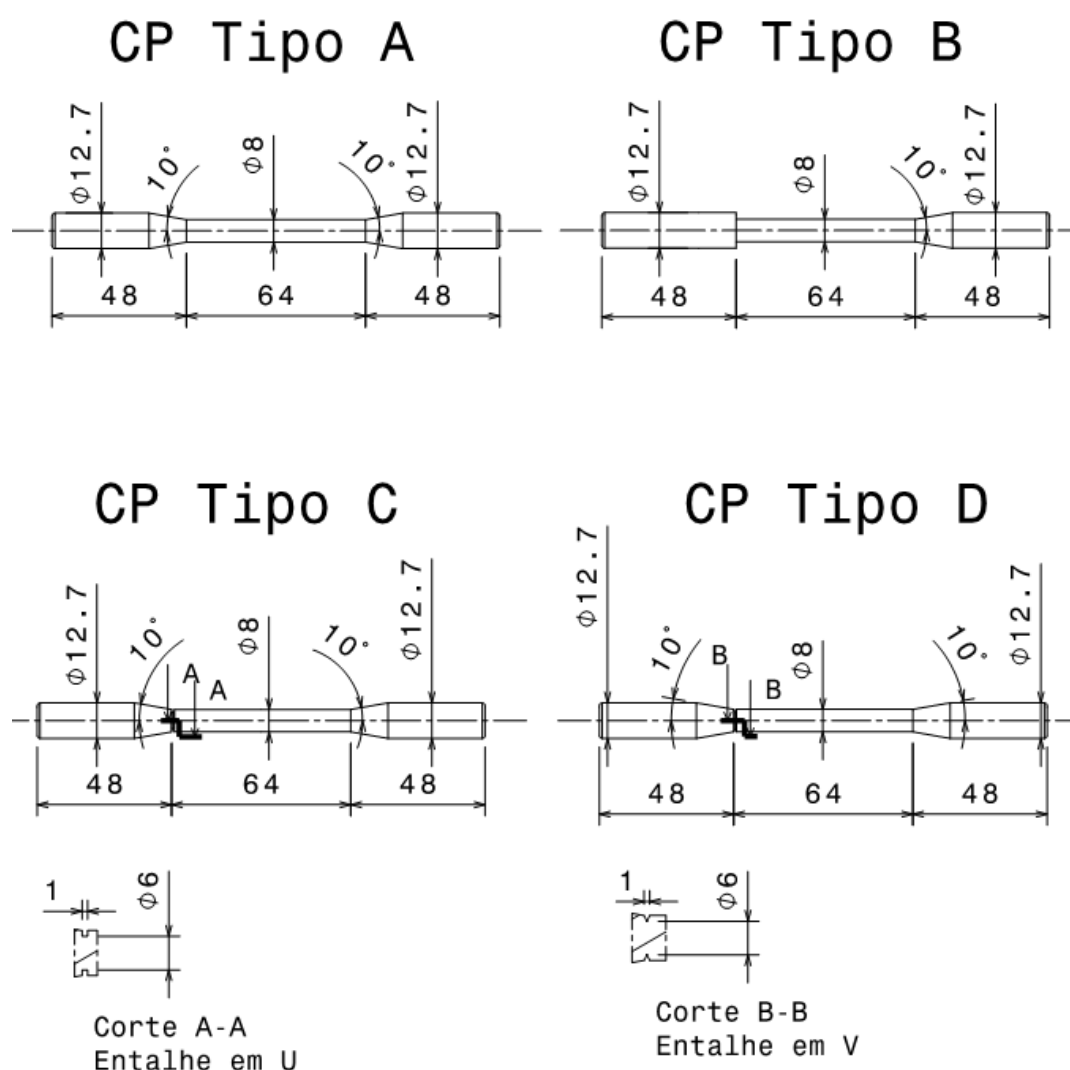


Figura 66 - Tipos de Corpos de Prova usados nos ensaios

Tabela 9 - Informações a respeito dos ensaios

Ensaio	Tipo de CP	Material do CP	Leitura da balança (kg)	Carregamento Concentrado (N)	Número de ciclos teórico	Número de ciclos Experimental
1	A	Aço 1020	15,04	165	21300	131300
2	A	Aço 1045	20,07	214	22170	37980
3	B	Aço 1045	20,05	214	-	5490
4	C	Aço 1045	20,02	214	-	205
5	D	Aço 1045	20,05	214	-	261

O carregamento concentrado foi calculado por:

$$F = mg \quad (67)$$

em que $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ é a aceleração da gravidade usada e m foi obtida somando-se a leitura da balança e as peças de aplicação do carregamento concentrado que são penduradas ao CP. A massa de tais peças juntas é **1,77 kg**.

Os resultados dos ensaios apresentam uma certa diferença dos valores preditos pela teoria. Possíveis causas para esse fenômeno são:

- Os materiais utilizados na fabricação dos corpos de prova apresentam valores de resistência acima dos valores usados nos cálculos analíticos;
- O sistema de aplicação e medição do carregamento concentrado não é eficiente;
- O sistema de medição do número de ciclos não é eficiente.

Um possível método de estudar a hipótese da variabilidade das propriedades mecânicas dos materiais usados na fabricação dos CP's é a execução de uma análise estatística da resistência à fadiga do material estudado. O resultado de tal análise poderia ser comparado com os valores teóricos.

Para eliminar a desconfiança do sistema de medição do carregamento concentrado e do número de ciclos, sugere-se a calibração da balança e do sistema de medição do número de ciclos.

A superfície da fratura de um componente que se rompe devido a carregamentos de fadiga é uma importante ferramenta no estudo de tal falha. Portanto, espera-se que a máquina de ensaio de fadiga fabricada seja capaz de preservar as superfícies de fratura dos corpos de prova fraturados durante os ensaios.

Com a finalidade de estudar a superfície de fratura, e verificar se as superfícies obtidas nos ensaios apresentam alguma semelhança com previsões teóricas, os Corpos de Prova dos ensaios 1, 2 e 3 foram analisados em microscópio usando a técnica de Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV). Para tal, utilizou-se o microscópio JEOL JSM 7100F. A Figura 67 é usada para comparações entre as superfícies observadas em laboratório e as superfícies previstas pela teoria.

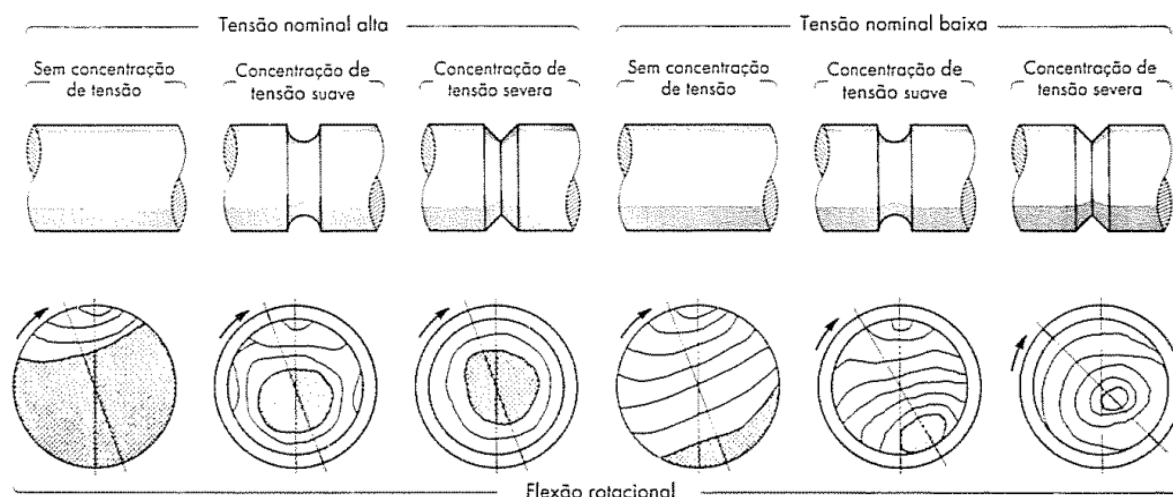


Figura 67 - Superfície de fratura de fadiga para componentes com diferentes tipos de concentração de tensão (Shigley et al., 2005)

Algumas imagens das superfícies foram obtidas e são mostradas abaixo, com uma pequena discussão acerca da superfície.

4.2.1 Ensaio 1

A superfície de fratura obtida nesse ensaio apresentou características semelhantes às superfícies apresentadas como resultado de tensão nominal alta, na Figura 67.

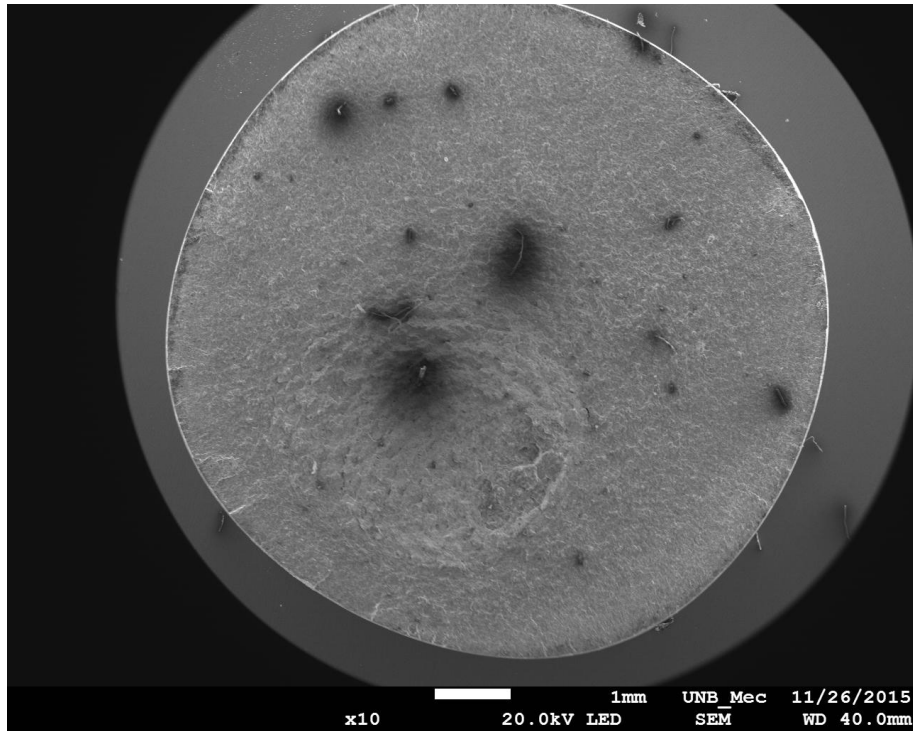


Figura 68 - Fotografia tirada em microscópio, CP 1 , zoom 10x

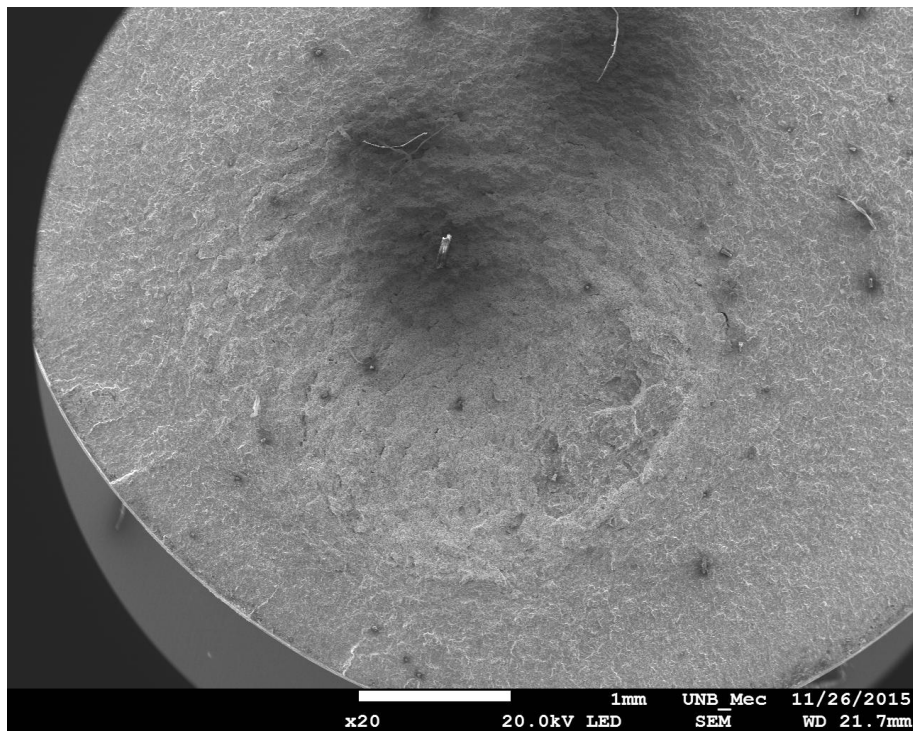


Figura 69 - Fotografia tirada em microscópio, CP 1 , zoom 20x

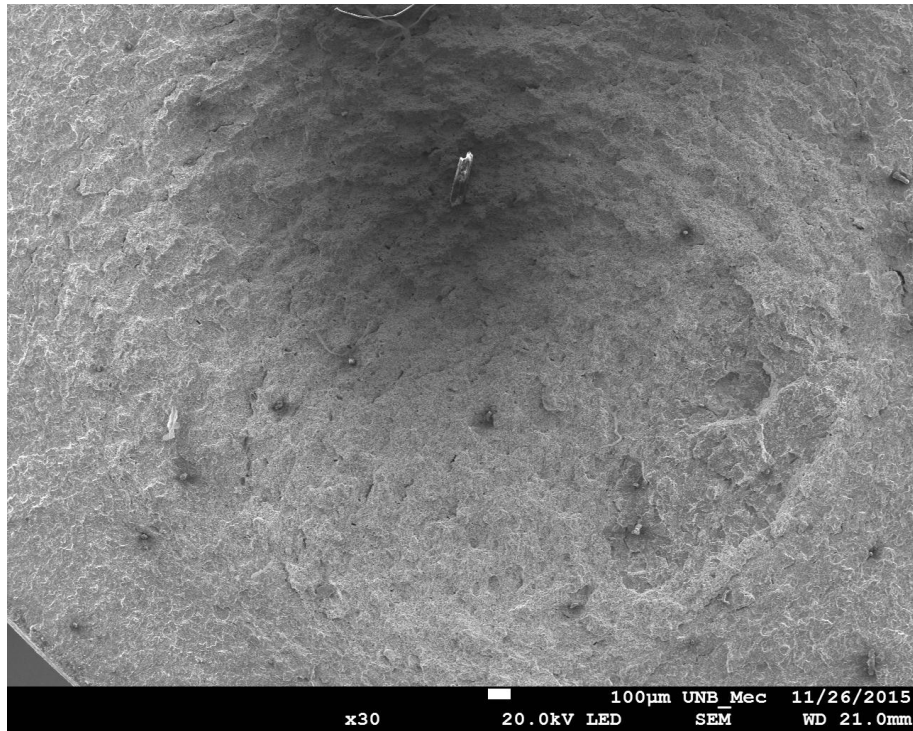


Figura 70- Fotografia tirada em microscópio, CP 1 , zoom 30x

4.2.2 Ensaio 2

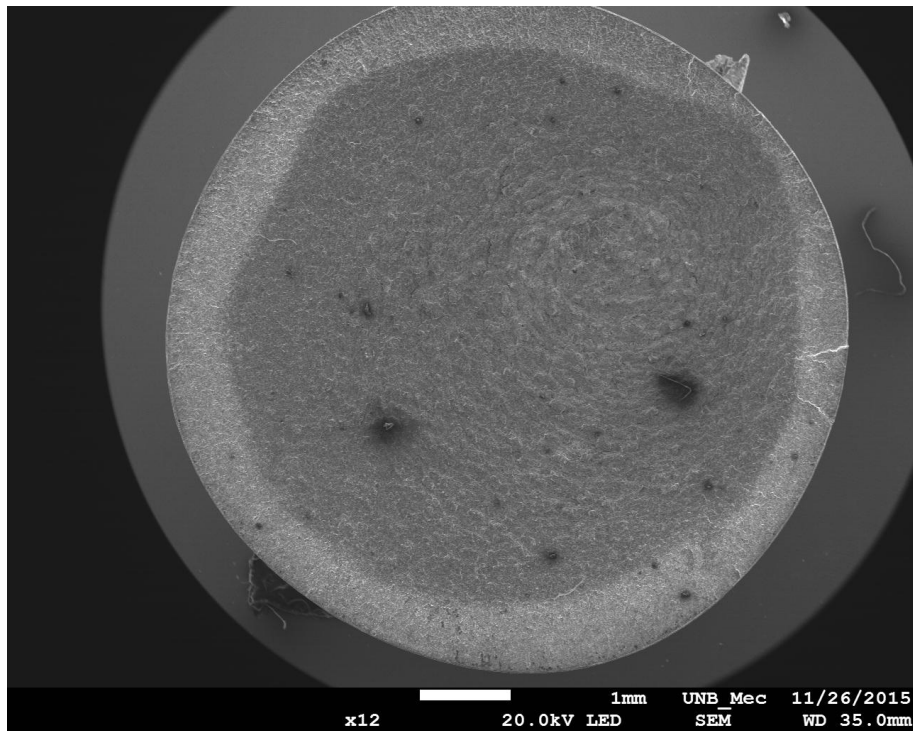


Figura 71- Fotografia tirada em microscópio, CP 2 , zoom 12x

Para esse ensaio, acredita-se que a solicitação possa ser considerada tensão nominal alta para o CP em estudo, uma vez que a zona de ruptura final (área mais escura na Figura 71) é grande se comparada com a área total da superfície de fratura.

A Figura 73 mostra a fotografia tirada no interior de uma marca com a o zoom de 2000x. Através desta fotografia é possível visualizar a zona de rasgamento do material com mais detalhes.

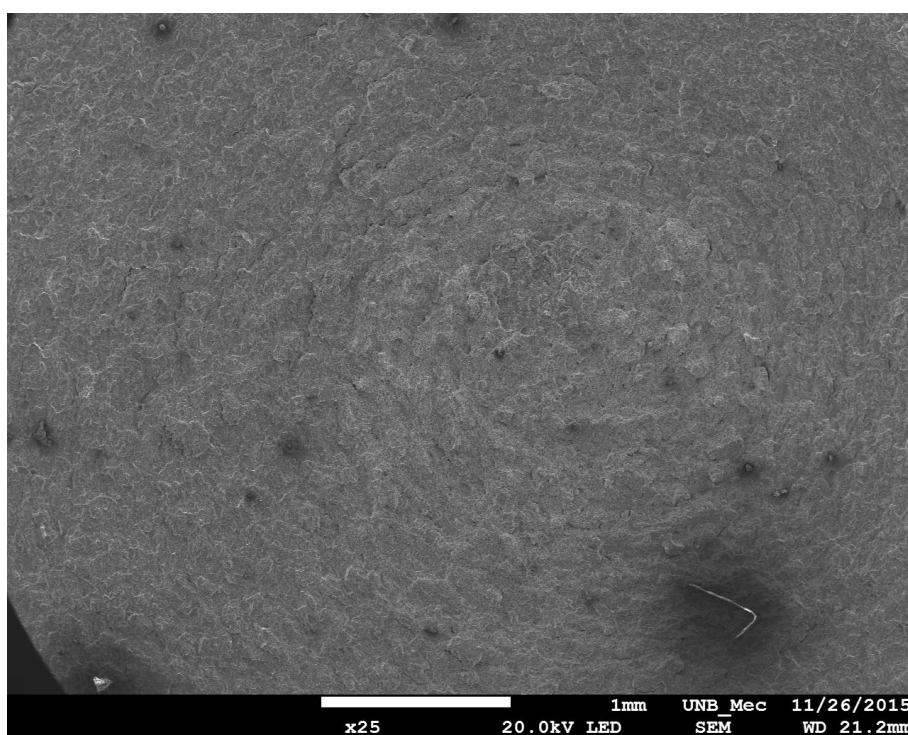


Figura 72 - Fotografia tirada em microscópio, CP 2 , zoom 25x

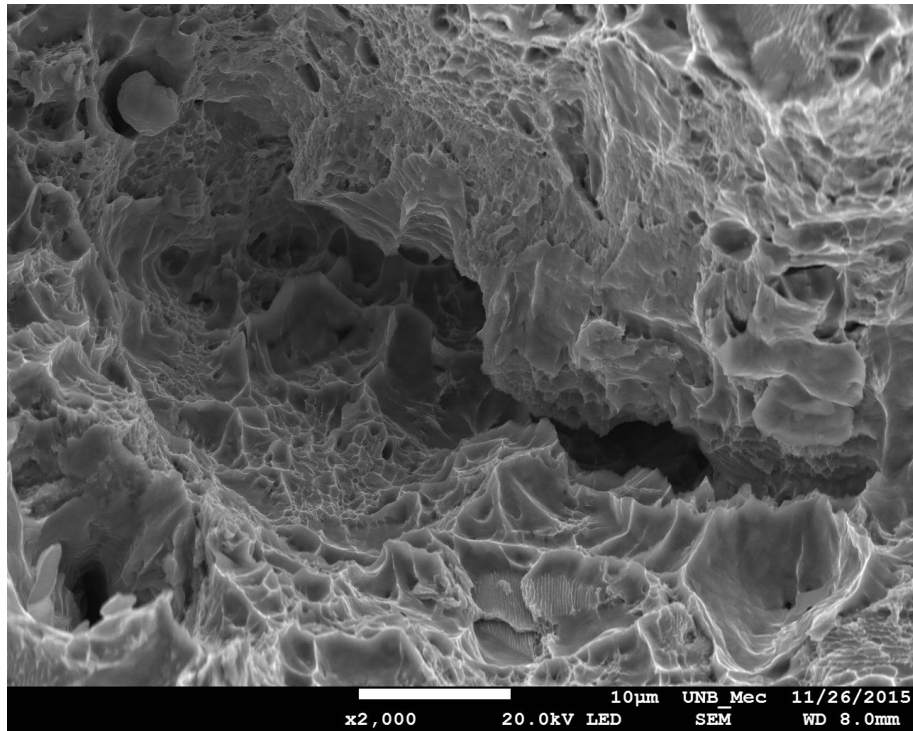


Figura 73- Fotografia tirada em microscópio, CP 2 , zoom 2000x

4.2.3 Ensaio 3

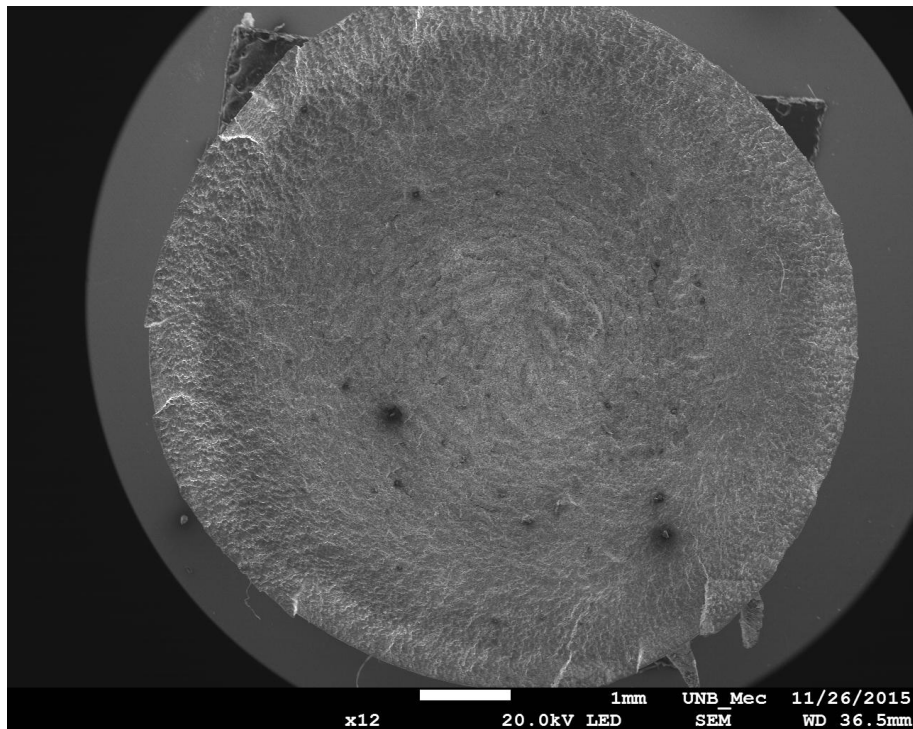


Figura 74- Fotografia tirada em microscópio, CP 3 , zoom 12x

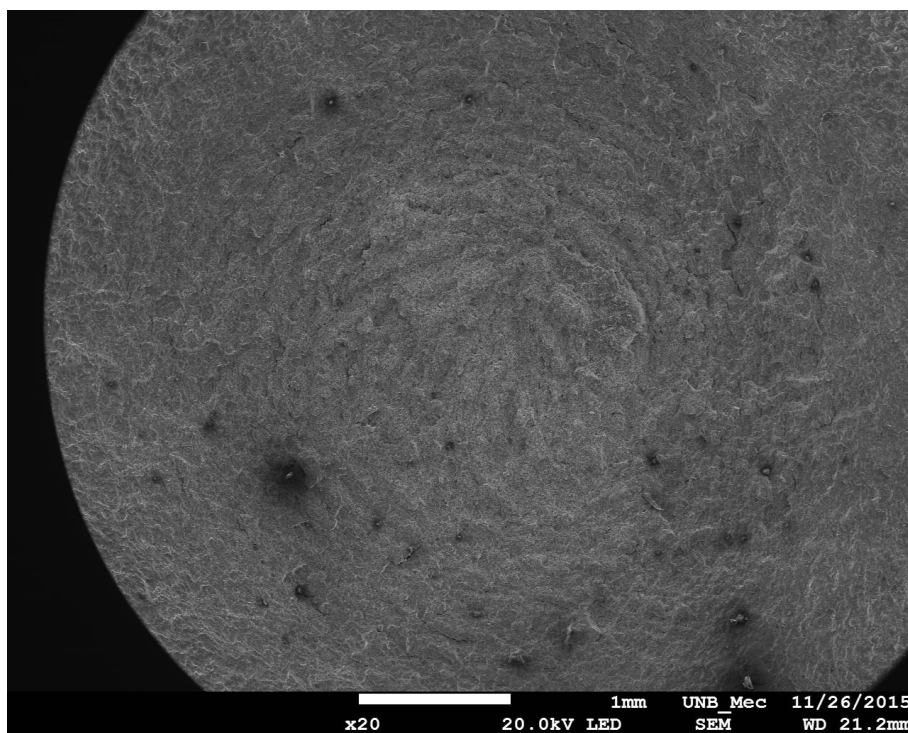


Figura 75- Fotografia tirada em microscópio, CP 3 , zoom 20x

A superfície de falha obtida no ensaio 3 se assemelha à superfície com concentração de tensão severa e tensão nominal alta.

5. CONCLUSÃO

Através de estudos bibliográficos verificou-se a necessidade de se estudar as falhas por fadiga e a importância dos ensaios mecânicos em tais investigações. O ensaio de fadiga por flexão rotativa se mostrou como o mais usado entre os ensaios estudados. Além desse, outros tipos de ensaios de fadiga são utilizados em aplicações de engenharia, sendo alguns desenvolvidos para a resolução de problemas específicos.

Por meio do breve histórico apresentado, verificou-se o surgimento e a evolução das primeiras máquinas de ensaio de fadiga. Observou-se com esse estudo o uso de sistemas simples e de possível implementação no projeto proposto neste trabalho.

Uma máquina de ensaios de fadiga por flexão rotativa foi projetada e construída usando os laboratórios de fabricação da faculdade UnB Gama. Alguns ensaios foram executados com tal máquina e a superfície de fratura dos corpos de prova foram analisadas em microscópio usando Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV). Os resultados dos ensaios mostraram que a máquina construída funciona de acordo com o esperado, uma vez que tal máquina é capaz de romper corpos de prova fabricados em Aço SAE 1020 e Aço SAE 1045. Conforme esperado, é possível medir o carregamento concentrado aplicado ao CP e o número de ciclos de tensão que o CP suporta antes da ruptura.

As análises das superfícies de fratura dos Corpos de Prova utilizando Microscopia Eletrônica de Varredura mostraram que tais superfícies são preservadas e podem ser estudadas em microscópio, validando assim a máquina de ensaios construída. As imagens obtidas por MEV apresentam semelhanças com previsões feitas pela bibliografia estudada.

Com relação ao aprendizado obtido pelo autor, conclui-se que a execução deste trabalho de engenharia proporcionou grandes contribuições à sua vida profissional, uma vez que tarefas de projeto e fabricação foram executadas. Através da execução de tais atividades, foi possível o emprego de grande parte do conhecimento adquirido durante o curso de graduação.

6. TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se como melhoria da máquina de ensaios construída, a calibração da balança usada na medição do carregamento concentrado e uma análise ergonômica da máquina, com a finalidade de projetar um sistema de aplicação de carregamento concentrado de utilização mais fácil.

Com relação ao uso da máquina, sugere-se o estudo da resistência à fadiga dos materiais Aço SAE 1020 e Aço SAE 1045. Para tal estudo, sugere-se a criação da curva S-N dos materiais citados por meio da execução de ensaios de fadiga na máquina criada. Um comparativo das curvas S-N obtidas para cada material por meio dos ensaios pode ser feita, mostrando assim a diferença entre a vida em fadiga desses dois materiais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALVARENGA JR., Álvaro. **Acúmulo de danos por fadiga no aço SAE 8620**. 2001. 116 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2001.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM). **Handbook of fatigue testing**. Baltimore: s. n., 1974. 212p.
- BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON JR., E. Russel. **Resistência dos materiais**. Tradução e revisão técnica Celso Pinto Morais Pereira. 3. ed. São Paulo: Makron Books, 1995. 1255p.
- BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 9 ed. New York, EUA: McGraw-Hill, 2011. 1082 p.
- CALLISTER JR., William D. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC Livros técnicos e científicos, 2002. 589 p.
- COTTERELL, Brian. **Fracture and life**. Singapore: Imperial College Press, 2010.
- DIAS, José Felipe. **Estudo do comportamento à fadiga em ferro fundido nodular austemperado (ADI) sujeito a carregamentos de amplitude variável**. 2006. 204 f. Tese (Doutorado em Engenharia de Estruturas) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2006.
- FAIRBAIRN, William. Experiments to determine the effect of impact, vibratory action, and long-continued changes of load on wrought-iron girders. **Philosophical Transactions of the Royal Society**, London, 154, p. 311-325, February (1864).
- HENRIQUES, Antonio Manoel Dias. **Bancada de ensaios mecânicos à fadiga de cabos condutores de energia**. 2006. xxi, 162p. 297 mm. Tese (Doutorado em Estruturas e Construção Civil) – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Brasília, DF, 2006.
- MALCHER, Lucival. **Um modelo para determinação da resistência à fadiga multiaxial para carregamentos de flexão e torção combinados, fora de fase e com amplitude constante. Com base no invariante do tensor**. 2006. xvii, 88 p., 300 mm. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Brasília, DF, 2006.
- MARQUES, Fabrício César Silva; AREVALOS, Rodrigo Moreles. **Modernização da máquina de fadiga por flexão rotativa do laboratório de ensaio de materiais**. 2011. 66 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Brasília, DF, 2011.
- MARTINS, Luiz Homero Lopes. **Projeto de aparato experimental e avaliação da resistência à fadiga sob condições de fretting**. 2008. xxv, 118p., 297 mm. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Brasília, DF, 2008.
- MATHEUS, Tibério César Uchôa, et al. Dispositivo para flexão rotativa de fios NiTi em ensaio de fadiga. **Tecnologia em metalurgia e materiais**, São Paulo, v. 4, n.4, p. 47-52, abr.-jun. 2008.
- MOORE, H. F.; KOMMERS, J. B. **The fatigue of metals: with chapters on the fatigue of wood and of concrete**. 1.ed. New York –USA: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1927. 326 p.
- MORGADO, T. L. M.; BRANCO, C. M.; INFANTE, V. Previsão de vida à fadiga dos engates (rabeta) dos vagões de transporte de carvão. **Revista da Associação Portuguesa de Análise Experimental de Tensões**, [S.l.], v. 14, p. 35-43, 2007.
- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Tradução João Batista de Aguiar, ... [et al.]. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. 931 p.
- OHNAMI, Masateru. **Fracture and society**. Tokio: Ohmsha, 1992.
- PILKEY, Walter. D., PILKEY, Deborah. F. **Peterson's Stress Concentration Factors**. 3 ed. New Jersey, EUA: John Wiley & Sons, INC., 2008. 552 p.
- ROTATING Beam Fatigue Testing System. Disponível em: http://depts.washington.edu/mstlab/scheduler/equip_pics/bender_description.pdf > Acesso em: 10 de junho de 2013.
- SANTOS, Luciano Valdomiro dos. **Análise de falha por fadiga em eixo de motores para sistemas de arrefecimento**. 2008. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica de Projeto de Fabricação) – Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, São Paulo, 2008.

- SANTOS, P. F. **Estudo de Técnicas de Tratamento de Dados Experimentais para a Avaliação da Curva da/dN versus Delta-K**: Um Estudo para o Aço ASTM A743 CA6NM. Dissertação de Mestrado em Integridade de Materiais de Engenharia. Publicação FGA.DM- 001A/2013, Programa de Pós-Graduação em Integridade de Materiais da Engenharia, Universidade de Brasília – Faculdade do Gama/Faculdade de Tecnologia, Brasília, DF, 254p.
- SCHÜTZ, Walter. A history of fatigue. **Engineering Fracture Mechanics**. Ottobrunn, Germany, v. 54, n. 2, p. 263-300, 1996.
- SHIGLEY, Joseph E.; MISCHEKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. Tradução João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.
- SHIGLEY, Joseph E. **Elementos de máquinas**. Tradução de Edival Ponciano de Carvalho. 3. ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1984. 347 p. Volume 1.
- SOUZA, Erich Douglas, **Análise do efeito da tensão média sobre a resistência à fadiga do aço ASTM A743 CA6NM**. 2011. 53 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Brasília, DF, 2011.
- SURESH, Subra. **Fatigue of materials**. 2. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.
- VERVOORT, Stephan; WURMANN, Gerd. History of fatigue. Disponível em: <<http://www.atzonline.com/index.php?do=show/site=a4e/sid=1425465979519ba4c35594b234687016/alloc=38/id=61/special=Special+Simulation>>. Acesso em: 21 de maio de 2013.

ANEXOS

	Pág.
Anexo I	Rotinas em Matlab utilizadas nos cálculos analíticos (em duas colunas) 106
Anexo II	Desenho técnico do eixo da máquina 124
Anexo III	Ficha técnica dos rolamentos do eixo 125

ANEXO I: Rotinas em Matlab utilizadas nos cálculos analíticos (em duas colunas)

• ROTINA USADA PARA A PLOTAGEM DO DIAGRAMA S-N (*SN_Diagrama.m*)

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%                               Diagrama S-N para um
especifico metal                                %
%
%   Dados de entrada "Sut" e "f"
%
%   Saída Diagrama S-N do metal
%
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clc
clear all
%close all

%% Aço SAE 1020

%Variáveis de Entrada
Sut = 470; % Resistência à tração (MPa)
f = 0.9; % Porcentagem de Sut para N = 10^3 ciclos
inc = 1; % Incremento no valor de N

%Limite de Resistência a Fadiga
Se = 0.504*Sut;

%Cálculo das constantes
a = (f*Sut)^2/Se;
b = -(1/3)*log10(f*Sut/Se);

%Fadiga de Baixo Ciclo
Nbc = 1:inc:10^3;
Sfbc = Sut*Nbc.^(log10(f)/3);

%Fadiga de Alto Ciclo
Nac = 10^3:inc:10^6;
Sfac = a*Nac.^b;

%Vida Infinita
Ni = 10^6:100:1.2*10^6;
Sfi = Se*ones(1,length(Ni));

%Logaritmo
Nilog = 10^6:10^6:10^9;

Sfilog = Se*ones(1,length(Nilog));

%Gráfico
figure
semilogx(Nbc,Sfbc,Nac,Sfac,Nilog,Sfilog,'r')
grid
title('Diagrama S - N (Aço SAE 1020)')
xlabel('Número de Ciclos, N')
ylabel('Resistência à Fadiga, S_f (MPa)')
legend('Fadiga de Baixo Ciclo','Fadiga de Alto Ciclo','Vida Infinita')
figure
plot(Nbc,Sfbc,Nac,Sfac,Ni,Sfi,'r')
grid
title('Diagrama S - N (Aço SAE 1020)')
xlabel('Número de Ciclos, N')
ylabel('Resistência à Fadiga, S_f (MPa)')
legend('Fadiga de Baixo Ciclo','Fadiga de Alto Ciclo','Vida Infinita')

%Vetores a serem usados no gráfico comparativo
N = [Nbc Nac Nilog];
Sf1020 = [Sfbc Sfac Sfilog];

%% Aço SAE 1045

%Variáveis de Entrada
Sut = 630; % Resistência à tração (MPa)
f = 0.855; % Porcentagem de Sut para N = 10^3 ciclos
inc = 1; % Incremento no valor de N

%Limite de Resistência a Fadiga
Se = 0.504*Sut;

%Cálculo das constantes
a = (f*Sut)^2/Se;
b = -(1/3)*log10(f*Sut/Se);

%Fadiga de Baixo Ciclo
Nbc = 1:inc:10^3;
Sfbc = Sut*Nbc.^(log10(f)/3);

%Fadiga de Alto Ciclo
Nac = 10^3:inc:10^6;
Sfac = a*Nac.^b;

%Vida Infinita
Ni = 10^6:100:1.2*10^6;
Sfi = Se*ones(1,length(Ni));

%Logaritmo
Nilog = 10^6:10^6:10^9;

```

```

%Fadiga de Alto Ciclo
%Nac = 10^3:inc:10^6;
Sfac = a*Nac.^b;

%Vida Infinita
%Ni = 10^6:100:1.2*10^6;
Sfi = Se*ones(1,length(Ni));

%Logaritmo
%Nilog = 10^6:10^6:10^9;
Sfilog = Se*ones(1,length(Nilog));

%Gráfico
figure
semilogx(Nbc,Sfbc,Nac,Sfac,Nilog,S
filog,'r')
grid
title('Diagrama S - N (Aço SAE
1045)')
xlabel('Número de Ciclos, N')
ylabel('Resistência à Fadiga, S_f
(MPa)')
legend('Fadiga de Baixo
Ciclo','Fadiga de Alto
Ciclo','Vida Infinita')
figure
plot(Nbc,Sfbc,Nac,Sfac,Ni,Sfi,'r')

```

```

grid
title('Diagrama S - N (Aço SAE
1045)')
xlabel('Número de Ciclos, N')
ylabel('Resistência à Fadiga, S_f
(MPa)')
legend('Fadiga de Baixo
Ciclo','Fadiga de Alto
Ciclo','Vida Infinita')

```

```

%Vetores a serem usados no gráfico
comparativo
%N = [Nbc Nac Nilog];
Sf1045 = [Sfbc Sfac Sfilog];

```

```

%% Comparativo

```

```

figure
semilogx(N,Sf1020,N,Sf1045,'g')
grid
title('Diagrama S - N (Comparativo
entre SAE 1020 e SAE 1045)')
xlabel('Número de Ciclos, N')
ylabel('Resistência à Fadiga, S_f
(MPa)')
legend('Aço SAE 1020','Aço SAE
1045')

```

- **ROTINA USADA PARA OS CÁLCULOS DA TRANSMISSÃO**
(*Transmissao.m*)

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%
%           Cálculo das Forças
Atuantes na Correia      %
%
%
%   Dados de entrada
%
%   Saída Diagrama
%
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clc
clear all
close all

%% Variáveis de Entrada

```

```

%Hnom = 0.7394; %Potência Nominal
[HP]
Hnom = 0.5*0.98632; %Potência
Nominal [HP]
n = 1720; %Velocidade
angular do motor [RPM]
d = 80/25.4; %Diâmetro
nominal da polia motora [in]
D = 80/25.4; %Diâmetro
nominal da polia movida [in]
C = 230/25.4; %Distância de
centro a centro [in]
Lc = 1.3; %Incremento na
circ. interna (Tab. 17-11) [in]
f = 0.5123; %Coeficiente de
fricção
nd = 1; %Fator de projeto

Mo = 71+3.125; %Distância entre
o eixo e a base do motor [mm]

```

```
Ma = 42.9;           %Distância entre
o centro do rolamento e a base do
mancal [mm]
```

```
%% Cálculos
```

```
V = pi*d*n/12;      %Velocidade
periférica da correia [ft/min]
```

```
disp(' ')
disp('          TRANSMISSÃO POR
CORREIA')
disp(' ')
```

```
disp(['Velocidade Periférica da
correia: ' num2str(V) ' ft/min'])
```

```
Lp = 2*C+pi*(D+d)/2+(D-d)^2/(4*C);
%Comprimento de passo primitivo
[in]
L = Lp-Lc;
%Circunferencia interna da correia
[in]
```

```
disp(['Circunferência Interna da
Correia: ' num2str(L) ' in'])
L = input('Entre com o valor em
polegadas da circunferência a ser
usada (Consultar Tabela 17-10):
');
```

```
Lp = L + Lc;        %Comprimento de
passo primitivo    [in]
```

```
%Distância de centro a centro [in]
C = 0.25*((Lp-
(pi/2)*(D+d))+sqrt((Lp-
(pi/2)*(D+d))^2-2*(D-d)^2));
```

```
disp(['Nova distância de centro a
centro: ' num2str(C) ' in = '
num2str(C*25.4) ' mm'])
```

```
thetad = pi-2*asin((D-d)/(2*C));
%Ângulo de abraçamento da polia
motora [rad]
thetaD = pi+2*asin((D-d)/(2*C));
%Ângulo de abraçamento da polia
movida [rad]
phi = thetad;
%Ângulo de contato
[rad]
cte = exp(f*phi);
%Expressão que se repete em
algumas equações
```

```
% Valores obtidos das tabelas -
ATENÇÃO PARA ALTERAÇÕES!
```

```
Htab = 0.78;          %Potência
tabelada [HP] (Tab. 17-12)
k1 = 1.00;            %Fator de
Correção do ângulo de contato
(Tab. 17-13)
k2 = 0.85;            %Fator de
correção do comprimento (Tab. 17-
14)
ks = 1.2;             %Fator de
serviço (Tab. 17-15)
%ks = 1;              %Fator de
serviço (Tab. 17-15)
kb = 220;             %Fator de
calculado de Fb1 e Fb2 (Tab. 17-16)
kc = 0.561;           %Fator de
correção da força centrífuga (Tab.
17-16)
k = 674;              %Parâmetro de
durabilidade (Tab. 17-17)
b = 11.089;           %Parâmetro de
durabilidade (Tab. 17-17)
```

```
Ha = k1*k2*Htab;      %Potência
Admissível
Hd = ks*nd*Hnom;      %Potência de
Projeto
Nb = ceil(Hd/Ha);     %Número de
correias necessárias
```

```
if Nb>1
    disp(' ')
```

```
disp('*****
*****')
disp(['          Número de
Correias Maior que 1. Nb = '
num2str(Nb)])
```

```
disp('*****
*****')
disp(' ')
end
```

```
%Forças
Fc = kc*(V/1000)^2;
%Força Centrífuga [lbf]
deltaF = 63025*(Hd/Nb)/(n*(d/2));
%Diferença F1-F2 [lbf]
F1 = Fc+(deltaF*cte)/(cte-1);
%Força no lado apertado [lbf]
F2 = F1-deltaF;
%Força no lado folgado [lbf]
Fi = (F1+F2)/2-Fc;
%Força inicial [lbf]
```

```
%Fator de segurança
nfs = (Ha*Nb)/(Hnom*ks);
```

```
%Vida da correia
Fb1 = kb/d;      %Tensão flexional
induzida na polia motora
Fb2 = kb/D;      %Tensão flexional
induzida na polia movida
```

```
T1 = F1+Fb1;     %Tensão total no
lado apertado
T2 = F1+Fb2;     %Tensão total no
lado folgado
```

```
Np = ((k/T1)^(-b)+(k/T2)^(-b))^(-1); %Número de passagens
```

```
if Np>10^9
    Np = 10^9;
    disp('Número de passagens
maior que 10^9')
    disp('Tempo maior que o tempo
informado')
end
t = (Np*Lp)/(720*V);
%Tempo de vida em horas
```

```
%Projeção das forças
alpha = asin((D-d)/(2*C));
%Ângulo de projeção das forças
eixo Mo-Ma [rad]
alphad = rad2deg(alpha);
%Ângulo de projeção das forças
eixo Mo-Ma [graus]
beta = atan((Mo-Ma)/(C*25.4));
%Ângulo entre o eixo Mo-Ma e o
eixo x [rad]
betad = rad2deg(beta);
%Ângulo entre o eixo Mo-Ma e o
eixo x [graus]
```

```
gama = beta-alpha;
%Ângulo entre o eixo Mo-Ma e o
eixo x [rad]
gamad = rad2deg(gama);
%Ângulo entre o eixo Mo-Ma e o
eixo x [graus]
```

```
F1x = F1*cos(gama);
F1z = F1*sin(gama);
F2x = F2*cos(gama);
F2z = F2*sin(gama);
```

```
%Forças resultantes no eixo nas
direções x e z
Fx = F1x+F2x;      %[lbf]
Fz = F1z+F2z;      %[lbf]
```

```
FxN = Fx*4.45;     % [N]
FzN = Fz*4.45;     % [N]
```

```
%Torque no Eixo
Te = (F1-F2)*(D/2);
%[lbf*in]
TeNM = Te*0.11303; % [N*m]
```

```
disp(' ')
disp('          FORÇAS E TORQUE
ATUANTES NO EIXO ')
disp(['Ângulo de Projeção da força
no eixo Mo-Ma: ' num2str(alpha) '
rad (' num2str(alphad) '
graus)'])
disp(['Ângulo entre o eixo Mo-Ma e
o eixo x: ' num2str(beta) ' rad
(' num2str(betad) ' graus)'])
disp(['Ângulo entre as forças e o
eixo x: ' num2str(gama) ' rad ('
num2str(gamad) ' graus)'])
```

```
disp(['Força Resultante no eixo
(direção x): Fx = ' num2str(Fx) '
lbf (' num2str(FxN) ' N)'])
disp(['Força Resultante no eixo
(direção z): Fz = ' num2str(Fz) '
lbf (' num2str(FzN) ' N)'])
disp(['Torque transmitido ao eixo:
T = ' num2str(Te) ' lbf*in ('
num2str(TeNM) ' N*m)'])
```

• ROTINA USADA PARA O PROJETO DO EIXO (*Eixo_dimensionamento.m*)

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%          Projeto do eixo
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
clc
```

```
clear all
close all

%% Variáveis de Entrada

%Comprimentos
L = 100e-3;      % [m]
```

```

L1 = 30e-3;          %[m]
L2 = 40e-3;          %[m]
L3 = 120e-3;         %[m]
L4 = 40e-3;          %[m]
L5 = 30e-3;          %[m]
L_chanfro = 10e-3;   %[m]

e = 1e-3; %Incremento no vetor da
posição

%Forças
F = 530;          %Carregamento
concentrado aplicado no CP
[N]
Fz = -14.2608;    %Componente da
força resultante na direção z
[N]
Fx = -100.954;    %Componente da
força resultante na direção x
[N]
T = 2.451;        %Torque atuante no
eixo [N*m]
%T = 0;
%Obs.: Fz, Fx e T são calculadas
da rotina Transmissao.m

%% Plano yz

%-----
%-----
%-----
%
%                                REAÇÕES DE
APOIO
%Resolver um sistema linear do
tipo Ax = b para obter o valor das
reações
%O sistema de equações foi obtido
a partir do equilíbrio do eixo

m = F*L;          %Momento fletor no
ponto de fixação do CP

A = [1,1; L1+L2/2,L1+L2+L3+L4/2];
b = [F+Fz; F*(L1+L2+L3+L4+L5)+m];

x = linsolve(A,b); %Resolve o
sistema

%Reações de apoio
R1z = x(1);        %[N]
R2z = x(2);        %[N]

%-----
%-----
%-----

```

```

%                                DIAGRAMAS
DE ESFORÇOS

ya = 0;
yb = L1;
yc = L1+L2/2;
yd = L1+L2;
ye = L1+L2+L3/2+L_chanfro/2;
yf = L1+L2+L3;
yg = L1+L2+L3+L4/2;
yh = L1+L2+L3+L4;
yi = L1+L2+L3+L4+L5;

yac = ya:e:yc-e;
ycg = yc:e:yg-e;
ygi = yg:e:yi;

y = [yac ycg ygi yi]; %Vetor
abscissa

%DIAGRAMA DE ESFORÇO
CORTANTE

%Segmento AC
Vac = -Fz*ones(1,length(yac));

%Segmento CG
Vcg = -
(Fz+abs(R1z))*ones(1,length(ycg));

%Segmento GI
Vgi = (-Fz-
abs(R1z)+abs(R2z))*ones(1,length(y
gi));

Vyz = [Vac Vcg Vgi 0]; %Esforço
cortante

subplot(2,1,1)
plot(y,Vyz)
grid
title('Diagrama de Esforço
Cortante - Plano yz')
xlabel('Posição (m)')
ylabel('Esforço Cortante (N)')

%DIAGRAMA DE MOMENTO
FLETOR

%Solucionar equação da reta: M =
a1*y + a2. Usando os pontos
%extremos de cada intervalo,
obtem-se o sistema linear de duas
%equações nas variáveis a1 e a2

```

```

%Segmento AC
Ma = 0;
Mc = -Fz*yc;

Aac = [ya 1; yc 1];
bac = [Ma; Mc];

xac = linsolve(Aac,bac);

alac = xac(1);
a2ac = xac(2);

Mac = alac*yac+a2ac;    %Momento
Fletor [N*m]

%Segmento CG

Mg = -Fz*(L1+L2+L3+L4/2) -
abs(R1z)*(L3+(L2+L4)/2);

Acg = [yc 1; yg 1];
bcg = [Mc; Mg];

xcg = linsolve(Acg,bcg);

alcg = xcg(1);
a2cg = xcg(2);

Mcg = alcg*ycg+a2cg;    %Momento
Fletor [N*m]

%Segmento GI

Mi = -m;

Agi = [yg 1; yi 1];
bgi = [Mg; Mi];

xgi = linsolve(Agi,bgi);

algi = xgi(1);
a2gi = xgi(2);

Mgi = algi*ygi+a2gi;    %Momento
Fletor [N*m]

Myz = [Mac Mcg Mgi 0]; %Momento
Fletor (todos os seguimentos)
[N*m]

subplot(2,1,2)
plot(y,Myz)
grid

```

```

title('Diagrama de Momento Fletor
- Plano yz')
xlabel('Posição (m)')
ylabel('Momento Fletor (N*m)')

%% Plano yx

%-----
%-----
%-----
%
%                                REAÇÕES DE
APOIO
%Resolver um sistema linear do
tipo Ax = b para obter o valor das
reações
%O sistema de equações foi obtido
a partir do equilíbrio do eixo

A = [1,1; L3+(L2+L4)/2 0];
b = [-Fx; -Fx*(L1+L2+L3+L4/2)];

x = linsolve(A,b); %Resolve o
sistema

%Reações de apoio
R1x = x(1);    % [N]
R2x = x(2);    % [N]

%-----
%-----
%-----
%
%                                DIAGRAMAS
DE ESFORÇOS

% ya = 0;
% yc = L1+L2/2;
% yf = L1+L2+L3+L4/2;
% yh = L1+L2+L3+L4+L5;
%
% yac = ya:1e-3:yc;
% ycf = yc:1e-3:yf;
% yfh = yf:1e-3:yh;

%y = [yac ycf yfh yh]; %Vetor
abscissa

%DIAGRAMA DE ESFORÇO
CORTANTE

%Segmento AC
Vac = Fx*ones(1,length(yac));

%Segmento CG

```



```
Vcg =
(Fx+abs(Rlx))*ones(1,length(ycg));
```

```
%Segmento GI
```

```
Vgi = 0*ones(1,length(ygi));
```

```
Vyx = [Vac Vcg Vgi 0]; %Esforço
cortante
```

```
figure
subplot(2,1,1)
plot(y,Vyx)
grid
title('Diagrama de Esforço
Cortante - Plano yx')
xlabel('Posição (m)')
ylabel('Esforço Cortante (N)')
```

```
%DIAGRAMA DE MOMENTO
FLETOR
```

```
%Solucionar equação da reta: M =
a1*y + a2. Usando os pontos
%extremos de cada intervalo,
obtem-se o sistema linear de duas
%equações nas variáveis a1 e a2
```

```
%Segmento AC
```

```
Ma = 0;
```

```
Mc = Fx*yc;
```

```
Aac = [ya 1; yc 1];
bac = [Ma; Mc];
```

```
xac = linsolve(Aac,bac);
```

```
alac = xac(1);
a2ac = xac(2);
```

```
Mac = alac*yac+a2ac; %Momento
Fletor [N*m]
```

```
%Segmento CG
```

```
Mg = 0;
```

```
Acg = [yc 1; yg 1];
bcg = [Mc; Mg];
```

```
xcg = linsolve(Acg,bcg);
```

```
alcg = xcg(1);
a2cg = xcg(2);
```

```
Mcg = alcg*ycg+a2cg; %Momento
Fletor [N*m]
```

```
%Segmento GI
```

```
Mi= 0;
```

```
Agi = [yg 1; yi 1];
bgi = [Mg; Mi];
```

```
xgi = linsolve(Agi,bgi);
```

```
algi = xgi(1);
a2gi = xgi(2);
```

```
Mgi = algi*ygi+a2gi; %Momento
Fletor [N*m]
```

```
Myx = [Mac Mcg Mgi 0]; %Momento
Fletor (todos os seguimentos)
[N*m]
```

```
subplot(2,1,2)
plot(y,Myx)
grid
title('Diagrama de Momento Fletor
- Plano yx')
xlabel('Posição (m)')
ylabel('Momento Fletor (N*m)')
```

```
%% Momento fletor resultante e
Esforço cortante resultante
```

```
Mr = sqrt(Myz.^2+Myx.^2);
```

```
figure
plot(y,Mr)
grid
title('Momento Fletor Resultante')
xlabel('Posição (m)')
ylabel('Momento Fletor (N*m)')
```

```
Vr = sqrt(Vyz.^2+Vyx.^2);
```

```
figure
plot(y,Vr)
grid
title('Esforço Cortante
Resultante')
xlabel('Posição (m)')
ylabel('Esforço Cortante (N)')
```

```
%% Pontos de interesse
Pontos de descontinuidade e
aplicação de carregamento
```

```

%Ponto A
ia = round(ya/e+1);
Ma = Mr(ia);
Va = Vr(ia);

%Ponto B
ib = round(yb/e+1);
Mb = Mr(ib);
Vb = Vr(ib);

%Ponto C
ic = round(yc/e+1);
Mc = Mr(ic);
Vc = Vr(ic);

%Ponto D
id = round(yd/e+1);
Md = Mr(id);
Vd = Vr(id);

%Ponto E
ie = round(ye/e+1);
Me = Mr(ie);
Ve = Vr(ie);

%Ponto F
iF = round(yf/e+1);
Mf = Mr(iF);
Vf = Vr(iF);

%Ponto G
ig = round(yg/e+1);
Mg = Mr(ig);
Vg = Vr(ig);

%Ponto H
ih = round(yh/e+1);
Mh = Mr(ih);
Vh = Vr(ih);

%Ponto I
ii = round(yi/e+1);
Mi = Mr(ii);
Vi = Vr(ii);

%% Mostra os valores na tela de comandos

%Força resultante nos apoios
R1 = sqrt(R1x^2+R1z^2);
R2 = sqrt(R2x^2+R2z^2);

disp(' ')
disp(' PROJETO DE EIXO')

```

```

disp(' ')
disp('-----')
disp('-----')
disp('          Reações de apoio: ')
disp(['R1 = ' num2str(R1) ' N
R2 = ' num2str(R2) ' N'])
disp(['R1x = ' num2str(R1x) ' N
R2x = ' num2str(R2x) ' N'])
disp(['R1z = ' num2str(R1z) ' N
R2z = ' num2str(R2z) ' N'])

disp(' ')
disp('-----')
disp('-----')
disp('          Esforços internos: ')
disp(['Ponto A: Ma = ' num2str(Ma)
' N*m          Va = ' num2str(Va) '
N'])
disp(['Ponto B: Mb = ' num2str(Mb)
' N*m          Vb = ' num2str(Vb) '
N'])
disp(['Ponto C: Mc = ' num2str(Mc)
' N*m          Vc = ' num2str(Vc) '
N'])
disp(['Ponto D: Md = ' num2str(Md)
' N*m          Vd = ' num2str(Vd) '
N'])
disp(['Ponto E: Me = ' num2str(Me)
' N*m          Ve = ' num2str(Ve) '
N'])
disp(['Ponto F: Mf = ' num2str(Mf)
' N*m          Vf = ' num2str(Vf) '
N'])
disp(['Ponto G: Mg = ' num2str(Mg)
' N*m          Vg = ' num2str(Vg) '
N'])
disp(['Ponto H: Mh = ' num2str(Mh)
' N*m          Vh = ' num2str(Vh) '
N'])
disp(['Ponto I: Mi = ' num2str(Mi)
' N*m          Vi = ' num2str(Vi) '
N'])

%% Considerando falha estática -
Usando critério da energia de
distorção
%% (von Mises)- Supondo falha no
ponto G

kt = 1;
kts = 1;
n = 2;
M = Mg;
V = Vg;

```

```

%V = 0;
Di = 10e-3; %Diâmetro inicial das
iterações
inc = 1e-3; %Incremento nas
iterações
Sy = 210e6; %Tensão de escoamento
do material [Pa]

Svm = Sy; %Condição que garante o
começo das iterações

D = Di;
i = 1; %Contador de iterações

%O diâmetro do eixo é incrementado
até a condição de resistência ser
% satisfeita

disp(' ')
disp('-----')
disp('-----')
disp('          Projeto estático: ')
disp(' ')
disp('Diâmetro dos rolamentos')

%Cálculo do diâmetro do eixo
while (n*Svm>=Sy)

    %Propriedades geométricas da
    seção transversal
    A = (pi*D^2)/4;
    I = (pi*D^4)/64;
    J = (pi*D^4)/32;
    c = D/2;
    R = D/2;

    Syy = M*c/I;
    Tyz = V/A;
    Txy = T*R/J;
    Sxx = 0;
    Szz = 0;
    Tzx = 0;

    Svm = (1/sqrt(2))*sqrt((Sxx-
    Syy)^2+(Syy-Szz)^2+(Szz-
    Sxx)^2+6*(Txy^2+Tyz^2+Tzx^2));
    %Tensão de von Mises

    %Apresentação dos resultados
    disp(['Iteração: i = '
    num2str(i) '      Diâmetro: D = '
    num2str(D*1e3) ' mm      Tensão de
    von Mises: Svm = ' num2str(Svm*1e-
    6) ' MPa'])

    if n*Svm<=Sy

        break
    end

    D = D+inc;
    i = i+1;

end

%Cálculo do diâmetro do furo a ser
usado na fixação do CP

disp(' ')
D4 = input('Digite um diâmetro
para o rolamento (em mm): ');
D4 = D4*1e-3;
D = D4-0.1e-3; %Diâmetro externo
(considerando 0.1 mm de folga para
montagem do rolamento)
di = D-1e-3; %Diâmetro inicial
das iterações
M = Mh;
V = Vh;
%V = 0;

Svm = Sy; %Condição que garante o
começo das iterações

d = di;
i = 1;

disp(' ')
disp(['Diâmetro do furo de fixação
do CP (Considerando D = '
num2str(D*1e3) ' mm')'])

while (n*Svm>=Sy)

    %Propriedades geométricas da
    seção transversal
    A = (pi/4)*(D^2-d^2);
    I = (pi/64)*(D^4-d^4);
    J = (pi/32)*(D^4-d^4);
    c = D/2;
    R = D/2;

    Syy = M*c/I;
    Tyz = V/A;
    Txy = T*R/J;
    Sxx = 0;
    Szz = 0;
    Tzx = 0;

```

```

    Svm = (1/sqrt(2))*sqrt((Sxx-
Syy)^2+(Syy-Szz)^2+(Szz-
Sxx)^2+6*(Txy^2+Tyx^2+Tzx^2));
%Tensão de von Mises

    %Apresentação dos resultados
    disp(['Iteração: i = '
num2str(i) '      Diâmetro: d = '
num2str(d*1e3) ' mm      Tensão de
von Mises: Svm = ' num2str(Svm*1e-
6) ' MPa'])

    if n*Svm<=Sy
        break
    end

    d = d-inc;
    i = i+1;

end

%% Considerando falha por fadiga

Sut = 380e6;          %Resistência a
tração do material (Aço SAE 1020)
[Pa]
Sutksi = 55;          %Resistência a
tração do material (Aço SAE 1020)
[ksi]

Set = 0.504*Sut;      %Limite de
Resistência à fadiga teórico [Pa]

D3 = 1.25*25.4e-3;    %Diâmetro
do material a ser utilizado

%Fatores modificadores do limite
de resistência à fadiga
a = 4.51;
%Coeficiente para o calculo de ka
b = -0.265;
%Coeficiente para o calculo de ka
ka = a*(Sut*1e-6)^b;  %Fator de
superfície

kc = 1;               %Fator de
carregamento
kd = 1;               %Fator de
temperatura
ke = 1;               %Fator de
confiabilidade

```

```

kf = 1;               %Fator de
efeitos diversos

disp(' ')
disp('-----')
disp('-----')
disp('      Projeto de fadiga: ')
disp(' ')
disp('Diâmetro dos rolamentos')

Se = Set;             % Condição que garante
o começo das iterações
Smax = Se;            % Condição que garante
o começo das iterações

i = 1;

while (n*Smax>=Se)

    %Condição que garante D3 > D4
    if D4>=D3
        D3 = D3+(1/4)*0.0254;
    end

    r = 0.1*D4;        %Raio do
entalhe
    rd = D3/D4;        %Razão de
diâmetros

    % Fator de concentração de
tensão estático
    Kt = 0.632+0.377*(rd)^(-
4.4)+(r/D4)^(-0.5)*sqrt((-0.14-
0.363*rd^2+0.503*rd^4)/(1-
2.39*rd^2+3.368*rd^4));

    % Constante de Neuber
    CN = 0.245799 - 0.307794e-
2*Sutksi+0.150874e-4*Sutksi^2-
0.266978e-7*Sutksi^3; %Constante
de Neuber

    %Sensibilidade ao entalhe
    q = 1/(1+(CN/sqrt(r/0.0254)));

    % Fator de concentração de
tensão em fadiga
    KF = 1+q*(Kt-1);

    kb = 1.24*(D4*1e3)^(-0.107);
    %Fator de tamanho

```

```

    %Limite de resistência à
    fadiga
    Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;

    %Amplitude de tensão no ponto
    F
    Sa = 32*Mf/(pi*D4^3);

    %Tensão máxima no ponto E
    Smax = KF*Sa;

    %Apresentação dos resultados
    disp(['Iteração: i = '
    num2str(i) '      Diâmetro: D = '
    num2str(D4*1e3) ' mm      Tensão
    máxima = ' num2str(Smax*1e-6) '
    MPa      KF = ' num2str(KF)'])

    if n*Smax<=Se
        break
    end

    %Incremento no diâmetro
    D4 = D4+inc;

    %Incremento na iteração
    i = i+1;

end

%Cálculo do diâmetro do furo a ser
usado na fixação do CP

disp(' ')
D4 = input('Digite um diâmetro
para o rolamento (em mm): ');
D4 = D4*1e-3;
D = D4-0.1e-3; %Diâmetro externo
(considerando 0.1 mm de folga para
montagem do rolamento)
di = D-1e-3; %Diâmetro inicial
das iterações
M = Mg;
%V = Vg;
%V = 0;

Se = Set; % Condição que garante
o começo das iterações
Smax = Se; % Condição que garante
o começo das iterações

d = di;
i = 1;

```

```

disp(' ')
disp(['Diâmetro do furo de fixação
do CP (Considerando D = '
num2str(D*1e3) ' mm'])

while (n*Smax>=Se)

    %Propriedades geométricas da
    seção transversal
    A = (pi/4)*(D^2-d^2);
    I = (pi/64)*(D^4-d^4);
    J = (pi/32)*(D^4-d^4);
    c = D/2;
    R = D/2;

    Syy = M*c/I;
    % Tyz = V/A;
    % Txy = T*R/J;
    % Sxx = 0;
    % Szz = 0;
    % Tzx = 0;

    kb = 1.24*(D4*1e3)^(-0.107);
    %Fator de tamanho

    %Limite de resistência à
    fadiga
    Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;

    %Amplitude de tensão no ponto
    F
    Sa = Syy;

    %Tensão máxima no ponto F
    %Smax = KF*Sa;
    Smax = Sa;

    %Apresentação dos resultados
    disp(['Iteração: i = '
    num2str(i) '      Diâmetro: d = '
    num2str(d*1e3) ' mm      Tensão
    máxima = ' num2str(Smax*1e-6) '
    MPa      KF = ' num2str(KF)'])
    disp(['Iteração: i = '
    num2str(i) '      Diâmetro: d = '
    num2str(d*1e3) ' mm      Tensão
    máxima = ' num2str(Smax*1e-6) '
    MPa'])

    if n*Smax<=Se
        break
    end

    %Svm = (1/sqrt(2))*sqrt((Sxx-
    Syy)^2+(Syy-Szz)^2+(Szz-

```

```
Sxx)^2+6*(Txy^2+Tyx^2+Tzx^2));
%Tensão de von Mises
```

```
d = d-inc;
i = i+1;
```

```
end
```

• **ROTINA USADA PARA O CÁLCULO DOS FATORES DE SEGURANÇA DO EIXO (*Eixo_Analise.m*)**

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%
%           Projeto do eixo
%
%
clc
clear all
close all
```

```
%Diâmetros
D1 = 22e-3;
D2 = 30e-3;
D3 = 38.1e-3;
D4 = 30e-3;
D5 = 23.5e-3;
d6 = 10e-3;
d7 = 14.4e-3;
d8 = 20.8e-3;
d_c = 34e-3;
```

```
t = 3e-3; %Profundidade do rasgo
de chaveta
```

```
Sut = 380e6;           %Resistência a
tração do material (Aço SAE 1020)
[Pa]
Sutksi = 55;           %Resistência a
tração do material (Aço SAE 1020)
[ksi]
Set = 0.504*Sut;       %Limite de
Resistência à fadiga teórico [Pa]
```

```
% Constante de Neuber
CN = 0.245799 - 0.307794e-
2*Sutksi+0.150874e-4*Sutksi^2-
0.266978e-7*Sutksi^3;
```

```
%Fatores modificadores do limite
de resistência à fadiga
a = 4.51;
%Coeficiente para o calculo de ka
```

```
b = -0.265;
%Coeficiente para o calculo de ka
ka = a*(Sut*1e-6)^b;
%Fator de superfície
```

```
kc = 1;
%Fator de carregamento
kd = 1;
%Fator de temperatura
ke = 1;
%Fator de confiabilidade
kf = 1;
%Fator de efeitos diversos
```

```
%% Ponto A
```

```
M = 0;                %Momento fletor
[N*m]
D = D1-2*t;           %Diâmetro externo
[m]
d = d6;               %Diâmetro interno
[m]
```

```
c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);
```

```
Snom = M*c/I;         %Tensão nominal
Smax = Snom;          %Tensão máxima
```

```
kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'
```

```
%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;
```

```
%Fator de Segurança
n = Se/Smax;
```

```
disp('                ANÁLISE DO EIXO -
FALHA POR FADIGA')
disp(' ')
```

```

disp('          Ponto A')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa      Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])

```

```
%% Ponto B
```

```

M = 3.0587;      %Momento fletor
[N*m]
D = D1;          %Diâmetro externo
[m]
d = 0;           %Diâmetro interno
[m]

```

```

c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);

```

```

Snom = M*c/I;      %Tensão nominal
no

```

```

% Cálculo do fator de
concentração de tensão em fadiga

```

```

rd = D2/D1;        %Razão de
diâmetros
r = 3e-3;          %Raio de filete

```

```

% Fator de concentração de tensão
estático

```

```

Kt = 0.632+0.377*(rd)^(-
4.4)+(r/D)^(-0.5)*sqrt((-0.14-
0.363*rd^2+0.503*rd^4)/(1-
2.39*rd^2+3.368*rd^4));

```

```

% Sensibilidade ao entalhe
q = 1/(1+(CN/sqrt(r/0.0254)));

```

```

% Fator de concentração de tensão
em fadiga

```

```
KF = 1+q*(Kt-1);
```

```

Smax = KF*Snom;      %Tensão
máxima

```

```

kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'

```

```
%Limite de resistência à fadiga
```

```
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;
```

```

%Fator de Segurança
n = Se/Smax;

```

```

disp(' ')
disp('          Ponto B')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa      Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])

```

```
%% Ponto C
```

```

M = 5.0978;      %Momento fletor
[N*m]
D = D2;          %Diâmetro externo
[m]
d = 0;           %Diâmetro interno
[m]

```

```

c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);

```

```

Snom = M*c/I;      %Tensão nominal
Smax = Snom;        %Tensão máxima

```

```

kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'

```

```

%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;

```

```

%Fator de Segurança
n = Se/Smax;

```

```

disp(' ')
disp('          Ponto C')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa      Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])

```

```
%% Ponto D
```

```

M = 10.3078;     %Momento fletor
[N*m]
D = D2;          %Diâmetro externo
[m]

```

```
d = 0;           %Diâmetro interno
[m]

c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);
```

```
Snom = M*c/I;      %Tensão nominal
no
```

```
% Cálculo do fator de
concentração de tensão em fadiga
```

```
rd = D3/D2;       %Razão de
diâmetros
r = 3e-3;         %Raio de filete
```

```
% Fator de concentração de tensão
estático
Kt = 0.632+0.377*(rd)^(-
4.4)+(r/D)^(-0.5)*sqrt((-0.14-
0.363*rd^2+0.503*rd^4)/(1-
2.39*rd^2+3.368*rd^4));
```

```
% Sensibilidade ao entalhe
q = 1/(1+(CN/sqrt(r/0.0254)));
```

```
% Fator de concentração de tensão
em fadiga
KF = 1+q*(Kt-1);
```

```
Smax = KF*Snom;   %Tensão
máxima
```

```
kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'
```

```
%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;
```

```
%Fator de Segurança
n = Se/Smax;
```

```
disp(' ')
disp('          Ponto D')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa      Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])
%% Ponto E
```

```
M = 41.9669;      %Momento fletor
[N*m]
D = D3;           %Diâmetro externo
[m]
d = d_c;          %Diâmetro interno
[m]
```

```
c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);
```

```
Snom = M*c/I;      %Tensão nominal
nominal
```

```
% Cálculo do fator de
concentração de tensão em fadiga
```

```
rd = D3/D2;       %Razão de
diâmetros
r = .5e-3;        %Raio de filete
```

```
% Fator de concentração de tensão
estático
Kt = 0.632+0.377*(rd)^(-
4.4)+(r/D)^(-0.5)*sqrt((-0.14-
0.363*rd^2+0.503*rd^4)/(1-
2.39*rd^2+3.368*rd^4));
```

```
% Sensibilidade ao entalhe
q = 1/(1+(CN/sqrt(r/0.0254)));
```

```
% Fator de concentração de tensão
em fadiga
KF = 1+q*(Kt-1);
```

```
Smax = KF*Snom;   %Tensão
máxima
```

```
kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'
```

```
%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;
```

```
%Fator de Segurança
n = Se/Smax;
```

```
disp(' ')
disp('          Ponto E')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa      Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])
%% Ponto E
```



```
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])
```

```
%% Ponto F
```

```
M = 69.4762;    %Momento fletor
[N*m]
D = D4;         %Diâmetro externo
[m]
d = 0;          %Diâmetro interno
[m]
```

```
c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);
```

```
Snom = M*c/I;    %Tensão nominal
no
```

```
% Cálculo do fator de
concentração de tensão em fadiga
```

```
rd = D3/D4;      %Razão de
diâmetros
r = 3e-3;        %Raio de filete
```

```
% Fator de concentração de tensão
estático
Kt = 0.632+0.377*(rd)^(-
4.4)+(r/D)^(-0.5)*sqrt((-0.14-
0.363*rd^2+0.503*rd^4)/(1-
2.39*rd^2+3.368*rd^4));
```

```
% Sensibilidade ao entalhe
q = 1/(1+(CN/sqrt(r/0.0254)));
```

```
% Fator de concentração de tensão
em fadiga
KF = 1+q*(Kt-1);
```

```
Smax = KF*Snom;    %Tensão
máxima
```

```
kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'
```

```
%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;
```

```
%Fator de Segurança
n = Se/Smax;
```

```
disp(' ')
disp('          Ponto F')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa      Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])
```

```
%% Ponto G
```

```
M = 79.5;        %Momento fletor
[N*m]
D = D4;          %Diâmetro externo
[m]
d = 0;           %Diâmetro interno
[m]
```

```
c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);
```

```
Snom = M*c/I;    %Tensão nominal
Smax = Snom;     %Tensão máxima
```

```
kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'
```

```
%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;
```

```
%Fator de Segurança
n = Se/Smax;
```

```
disp(' ')
disp('          Ponto G')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa      Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])
```

```
%% Ponto H
```

```
M = 68.9;        %Momento fletor
[N*m]
D = D5;          %Diâmetro externo
[m]
d = d7;          %Diâmetro interno
[m]
```

```
c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);
```

```
Snom = M*c/I;          %Tensão nominal
```

```
% Cálculo do fator de
concentração de tensão em fadiga
```

```
rd = D4/D5;           %Razão de
diâmetros
r = 6e-3;              %Raio de filete
```

```
% Fator de concentração de tensão
estático
```

```
Kt = 0.632+0.377*(rd)^(-
4.4)+(r/D)^(-0.5)*sqrt((-0.14-
0.363*rd^2+0.503*rd^4)/(1-
2.39*rd^2+3.368*rd^4));
```

```
% Sensibilidade ao entalhe
q = 1/(1+(CN/sqrt(r/0.0254)));
```

```
% Fator de concentração de tensão
em fadiga
```

```
KF = 1+q*(Kt-1);
```

```
Smax = KF*Snom;        %Tensão
máxima
```

```
kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'
```

```
%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;
```

```
%Fator de Segurança
n = Se/Smax;
```

```
%Fator multiplicador de dos
valores nominais n =
Ktotal*(Set/Snom)
Ktotal = ka*kb*kc*kd*ke*kf;
```

```
disp(' ')
disp('          Ponto H')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa      Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])
```

```
%% Ponto I
```

```
M = 53;                %Momento fletor
[N*m]
D = D5;                %Diâmetro externo
[m]
d = d8;                %Diâmetro interno
[m]
```

```
c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);
```

```
Snom = M*c/I;          %Tensão nominal
Smax = Snom;           %Tensão máxima
```

```
kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'
```

```
%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;
```

```
%Fator de Segurança
n = Se/Smax;
```

```
disp(' ')
disp('          Ponto I')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa      Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])
```

```
%% Ponto J
```

```
M = 1.529;            %Momento fletor
[N*m]
D = D1-2*t;           %Diâmetro externo
[m]
d = d6;               %Diâmetro interno
[m]
```

```
c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);
```

```
r = 0.5e-3; %Raio do fillete [m]
```

```
% Cálculo do fator de concentração
de tensão em fadiga
```

```
% Fator de concentração de tensão
estático
```

```
Kt = 1.426+0.1643*(0.1/(r/D))-
0.0019*(0.1/(r/D));
```

```
% Fator de concentração de tensão
em fadiga
KF = Kt;
```

```
Snom = M*c/I;           %Tensão nominal
Smax = KF*Snom;         %Tensão
máxima
```

```
kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'
```

```
%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;
```

```
%Fator de Segurança
n = Se/Smax;
```

```
disp(' ')
disp('           Ponto J')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa   Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa   Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])
```

```
%% Ponto K
```

```
M = 65.19;           %Momento fletor
[N*m]
D = D5;              %Diâmetro externo
[m]
d = d7;              %Diâmetro interno
[m]
```

```
c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);
```

```
Snom = M*c/I;           %Tensão nominal
Smax = Snom;           %Tensão máxima
```

```
kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'
```

```
%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;
```

```
%Fator de Segurança
n = Se/Smax;
```

```
disp(' ')
disp('           Ponto K')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa   Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa   Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])
```

```
%% Ponto AC - Rasgo de chaveira -
Superfície do eixo
```

```
M = 2.039;           %Momento fletor
[N*m]
D = D1;              %Diâmetro externo
[m]
d = 0;               %Diâmetro interno
[m]
```

```
c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);
```

```
Snom = M*c/I;           %Tensão nominal
no
```

```
% Cálculo do fator de concentração
de tensão em fadiga
```

```
% Fator de concentração de tensão
estático
Kt = 1.6;
```

```
% Fator de concentração de tensão
em fadiga
KF = Kt;
```

```
Smax = KF*Snom;         %Tensão
máxima
```

```
kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'
```

```
%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;
```

```
%Fator de Segurança
n = Se/Smax;
```

```
disp(' ')
```

```

disp('          Ponto AC')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa      Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])

```

```

disp(' ')
disp('          Ponto BC')
disp([' Tensão Máxima: S = '
num2str(Smax*1e-6) ' MPa      Limite
de Resistência à Fadiga: Se = '
num2str(Se*1e-6) ' MPa      Fator
de Segurança: n = ' num2str(n) ])

```

```

%% Ponto BC - Rasgo de chaveta -
Base do rasgo

```

```

M = 2.345;          %Momento fletor
[N*m]
D = D1-2*t;         %Diâmetro externo
[m]
d = 0;              %Diâmetro interno
[m]

```

```

c = D/2;
I = (pi/64)*(D^4-d^4);

```

```

r = 0.5e-3; %Raio do fillete [m]

```

```

Snom = M*c/I;       %Tensão nominal

```

```

% Cálculo do fator de concentração
de tensão em fadiga

```

```

% Fator de concentração de tensão
estático

```

```

Kt = 1.426+0.1643*(0.1/(r/D))-
0.0019*(0.1/(r/D));

```

```

% Fator de concentração de tensão
em fadiga

```

```

KF = Kt;

```

```

Smax = KF*Snom;     %Tensão
máxima

```

```

kb = 1.24*(D*1e3)^(-0.107);
%Fator de tamanho - Modificação de
Se'

```

```

%Limite de resistência à fadiga
Se = ka*kb*kc*kd*ke*kf*Set;

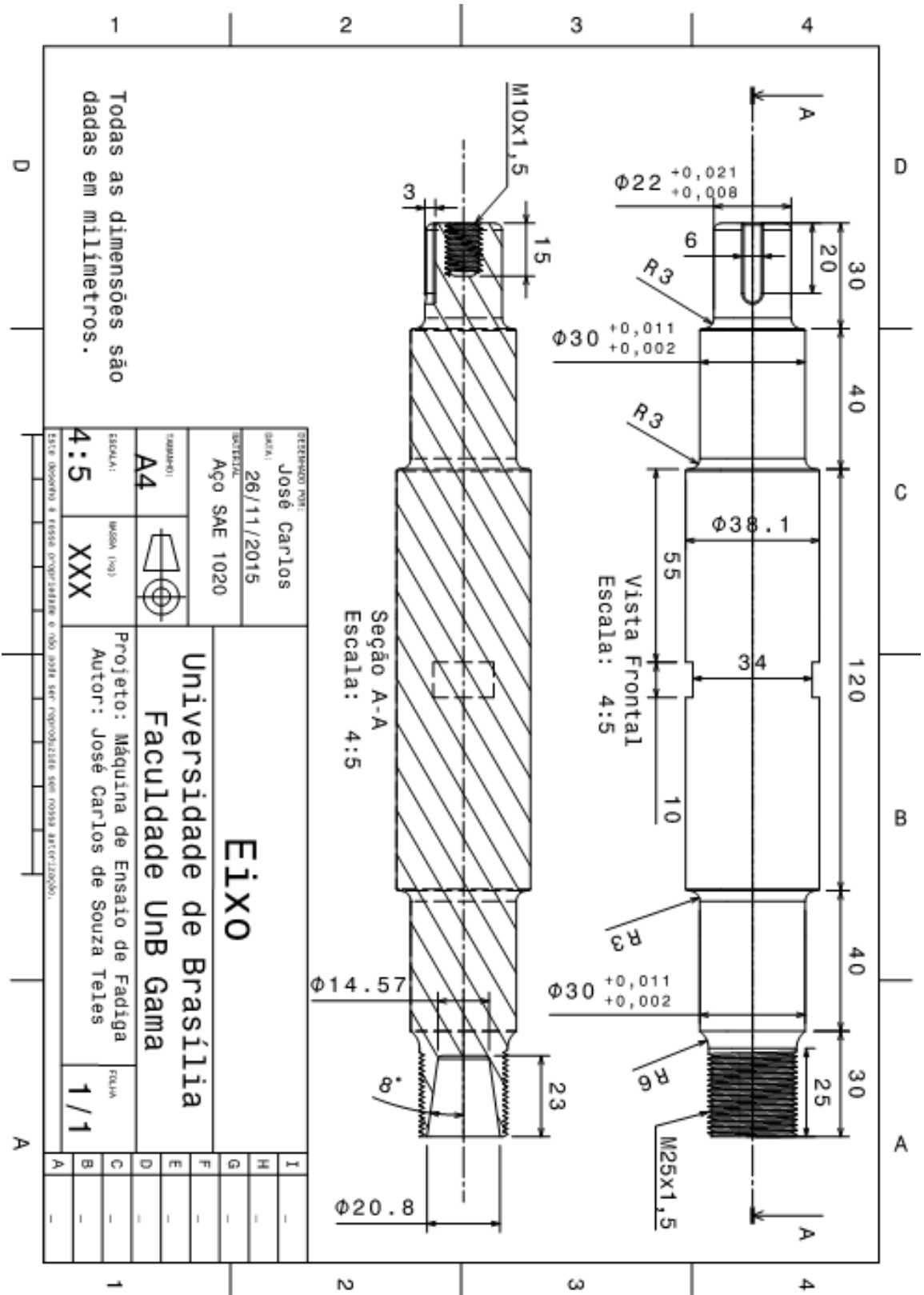
```

```

%Fator de Segurança
n = Se/Smax;

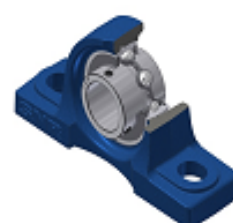
```

Anexo II Desenho técnico do eixo da máquina



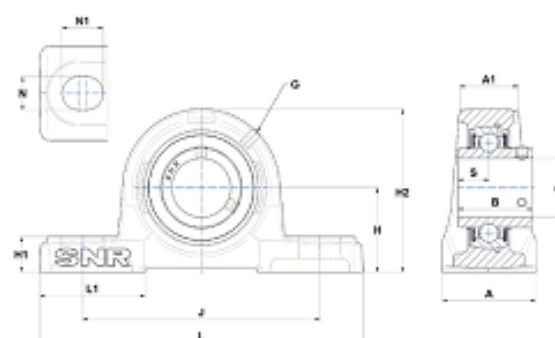


Ficha técnica em PDF UCP.206



Flangeado

Características técnicas	
e	54 mm
B	38,10 mm
d	30 mm
G	M6x1
J	121 mm
N	17 mm
B	19,05 mm
S	15,90 mm
Bz	



Desempenho	
C	19.500 daN
C0	11.200 daN
T min.	-20 °C
T max.	100 °C

Outras características	
Peso	1,42 kg
Torque recomendado para fixação do parafuso de pressão	5,50 m.ntsnsr.units.newton _m etre _a bbr
Designação do corpo	P206
Designação do rolamento	UC206G2